

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí s mechanismů strojů



**Konstrukční návrh tříhřídelové jednostupňové redukce
nákladního automobilu**

Design of a Three-shafts One Stage Gear Reduction for a Truck

Student:

Bc. Michal Nagy

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Nagy**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: Konstrukční návrh tříhřídelové jednostupňové redukce nákladního automobilu
Design of a Three-shafts One Stage Gear Reduction for a Truck

Zásady pro vypracování:

1. Návrh ozubení HCR včetně návrhového a pevnostního výpočtu pro 4 varianty převodových poměrů 0,75; 0,95; 1,3 a 1,5 s vertikální vzdáleností vstupního a výstupního hřídele 480 mm a s použitím stávajícího odlitku skříně.
 2. Maximální zatížení na vstupu cca 32 000 Nm, maximální otáčky cca 2 200 min⁻¹. Zatížení od adheze pro hmotnost vozidla 41 t. Převodový poměr nápravy 3,385.
 3. Návrh a výpočet životnosti ložisek. Kontrola hřídelů a drážkování.
- Rozsah práce cca 60 stran. Sestavný výkres varianty s převodovým poměrem 1,3 s obrysy skříně. Detailní výkresy vybraných ozubených kol podle vedoucího diplomové práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BALVÍN, M. *Návrh dvoustupňové redukce těžkého nákladního automobilu*. Ostrava : Diplomová práce VŠB-TU, 2008.
- DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II*. Ostrava : Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- MORAVEC, V. *Kontrolní pevnostní výpočet přídatných převodů TATRA*. Ostrava : Interní zpráva TATRA Kopřivnice, 2008.
- MORAVEC, V. *Evolventní čelní soukolí s prodlouženým trváním záběru*. Ostrava : Interní zpráva VŠB-TU, 2005, D7VCJB.
- NĚMČEK, M. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava : Montanex, 2003, 143 s. ISBN 80-7225-111-5.
- Katalogy ložisek*.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Bc. Michal Nagy
V. Jiřikovského 133/16
700 30 Ostrava
Česká republika

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Vladimíru Moravcovi, Csc. a odbornému konzultantovi Ing. Josefu Jakubcovi za jejich trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady v celém průběhu zpracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NAGY, M. *Konstrukční návrh tříhřídelové jednostupňové redukce nákladního automobilu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 60 s. Vedoucí práce: Moravec, V.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem tříhřídelové jednostupňové redukce nákladního automobilu. V diplomové práci je obsažen návrh geometrie ozubení, pevnostní kontrola ozubení, pevnostní kontrola hřídelů, návrh ložisek a pevnostní kontrola spojovaných částí.

Příloha obsahuje výkres navržené převodovky a několik vybraných výrobních výkresů.

ANOTATION OF MASTER THESIS

NAGY, M. *Design of a Three-shafts One Stage gear Reduction for a Truck: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms of Mechanical Engineering, 2011, 60 p. Thesis head: Moravec, V.

This thesis deals about design of a three-shafts one stage gear reduction for a truck. This thesis contained design geometry gear, strength control of gears, strength check of shafts, bearings design and strength control of connected parts.

Annex contains a assembly drawing of the proposed gearbox and some selected drawings.

Obsah:

1. Úvod	11
1.1 Koncepce podvozku TATRA	11
1.2 Přídavný převod TATRA	13
1.3 Přídavné převody jiných výrobců nákladních automobilů	14
2. Popis a cíle diplomové práce	16
3. Rozbor řešení diplomové práce	17
4. Výpočet adhezního omezení	18
5. Geometrie ozubení	20
5.1 Volba počtu zubů	20
5.2 Výpočet geometrie ozubení	23
6. Pevnostní kontrola ozubení	25
6.1 Určení zatížení	28
6.2 Materiálové hodnoty	29
6.3 Vlastní pevnostní kontrola ozubení	30
7. Kontrola hřídelů	32
7.1 Silové působení ozubených kol na hřídel a ložiska	32
7.2 Kontrola statické bezpečnosti hřídelů	34
7.3 Kontrola statické bezpečnosti hnacího hřídele	35
7.4 Kontrola statické bezpečnosti předlohového hřídele	37
7.5 Kontrola statické bezpečnosti hnaného hřídele	39
7.6 Kontrola naklopení hřídelů	41
7.6.1 Kontrola naklopení hřídelů pod ozubenými koly	41
7.6.2 Kontrola naklopení hřídelů pod ložisky	42
8. Pevnostní kontrola drážkování	43
8.1 Stanovení parametrů drážkování	44
8.2 Kontrola drážkování na hnacím hřídeli	45
8.3 Kontrola drážkování na předlohovém hřídeli	47
8.4 Kontrola drážkování na hnaném hřídeli	48
9. Kontrola ložisek	49
10. Závěr	56
11. Seznam použitých pramenů	57
12. Seznam příloh	60

Seznam použitého značení:

a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
a_i	[mm]	osová vzdálenost hřídelů přídavné převodovky
a_R	[mm]	osová vzdálenost vstupu a výstupu
a_{SKF}	[-]	součinitel teorie trvanlivosti podle SKF
a_w	[mm]	pracovní osová vzdálenost
b	[mm]	šířka kol
b_w	[mm]	společná šířka zubů kola
b_F	[mm]	pracovní šířka zubů kola
d	[mm]	roztečný průměr
d_a	[mm]	průměr hlavové kružnice
d_f	[mm]	průměr patní kružnice
e	[-]	výpočtový součinitel ložiska
h	[mm]	výška drážky (zubu)
h_a^*	[-]	poměrná výška hlavy
h_f^*	[-]	poměrná výška paty
i_K	[-]	převodový poměr redukce v kolech
i_P	[-]	převodový poměr přídavného převodu
i_R	[-]	převodový poměr nápravy
k_{Si}	[-]	součinitel statické bezpečnosti
l	[mm]	délka drážkování
m	[mm]	modul
m_{adh}	[t]	hmotnost připadající na hnané nápravy
m_n	[mm]	normální modul
m_d	[mm]	modul drážkování
n_{MAX}	[min ⁻¹]	maximální otáčky na vstupu
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti
p_1	[MPa]	tlak působící na bok 1 zubu drážkování
s_a	[mm]	tloušťka zubu na hlavové kružnici
s_F	[-]	součinitel bezpečnosti v ohybu
s_H	[-]	součinitel bezpečnosti v dotyku
y_D	[mm]	dovolený průhyb hřídele pod ozubeným kolem
y_{Ki}	[mm]	průhyb hřídele pod kolem

y_{MAX}^{Hi}	[mm]	maximální průhyb hřídele
z_i	[-]	počet zubů
z_d	[-]	modul drážkování
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska
D	[mm]	jmenovitý průměr drážkování
D_{a1}	[mm]	hlavový průměr drážkování na hřídeli
D_{a2}	[mm]	hlavový průměr drážkování na náboji
D_S	[mm]	střední průměr drážkování
F_1	[N]	obvodová síla
F_a	[N]	axiální síla
F_r	[N]	radiální síla
F_t	[N]	tečná síla
F_{to}	[N]	směrodatná obvodová síla
K_A	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[-]	součinitel přídavných zatížení pro ohyb
$K_{F\alpha}$	[-]	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb
$K_{F\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce pro ohyb
K_{Fv}	[-]	součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb
K_H	[-]	součinitel přídavných zatížení pro dotyk
$K_{H\alpha}$	[-]	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce pro dotyk
K_{Hv}	[-]	součinitel vnitřních dynamických sil pro dotyk
L_{10}	[10^6 ot.]	základní trvanlivosti ložiska v miliónech cyklů
L_{10h}	[hod]	trvanlivosti ložiska v provozních hodinách
L_{10m}	[10^6 ot.]	základní trvanlivosti ložiska dle SKF v miliónech cyklů
L_{10mh}	[hod]	trvanlivosti ložiska dle SKF v provozních hodinách
M_H^{MAX}	[Nm]	maximální zatížení na vstupu
M_{Hi}^{adh}	[Nm]	adhezní moment
M_K^{Hi}	[Nm]	krouticí moment
M_{OMAX}^{Hi}	[Nm]	maximální ohybový moment
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_u	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska

$R_A^{H_i}$	[N]	reakce v podpoře A
$R_B^{H_i}$	[N]	reakce v podpoře B
R_{DYN}	[m]	dynamický poloměr kola
R_e	[MPa]	napětí na mezi kluzu
R_m	[MPa]	napětí na mezi pevnosti
Y	[-]	součinitel axiálního zatížení
Y_F	[-]	součinitel tvaru zubu
Y_S	[-]	součinitel koncentrace napětí
Y_β	[-]	součinitel sklonu zubu
Z_E	[-]	součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_H	[-]	součinitel tvaru spoluzabírajících kol
Z_β	[-]	součinitel vlivu sklonu zubů
Z_ε	[-]	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
α_n	[°]	úhel profilu
β	[°]	úhel sklonu zubu
γ	[']	úhel naklopení hřídele
γ_D	[']	dovolené naklopení hřídele
ε_α	[-]	součinitel trvání záběru profilu
ε_β	[-]	součinitel trvání záběru kroku
η_c	[-]	součinitel znečištění maziva
ϑ_a	[-]	měrný skluz na hlavě zubu
ϑ_f	[-]	měrný skluz na patě zubu
κ	[-]	viskózní poměr maziva
ν	[mm. s ⁻²]	skutečná provozní viskozita maziva
ν_1	[mm. s ⁻²]	viskozita, při které olej ještě zajišťuje správné mazání
ρ_f^*	[-]	poměrný rádius paty
σ_{F0}	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{Flim}	[MPa]	mez únavy pro ohyb
σ_{H0}	[MPa]	napětí v dotyku
σ_{Hlim}	[MPa]	mez únavy pro dotyk
σ_{MAX}^{HMH}	[MPa]	redukované napětí (dle metody HMH)
φ	[-]	součinitel adheze

1. Úvod

Redukce, známá také jako přidavná převodovka či sestupný převod, se používá u nákladních automobilů a taktéž u stavebních strojů a traktorů. Používá se pro zvýšení tažné síly např. v těžkém terénu či prudkém stoupání a pro rozdělení krouticího momentu mezi přední a zadní nápravy.

Tyto redukce jsou obvykle dvojstupňové, kdy při běžné jízdě je zařazen tzv. silniční převod (obvykle cca 1:1) a při jízdě v terénu či prudkém stoupání je zařazen terénní převod (cca 2:1). Pro speciální aplikace, kde je potřeba vysokých otáček při velmi pomalé jízdě (např. zametače vozovky a další komunální technika), mohou být vozidla vybaveny vícestupňovou redukcí, tzv. plazivý převod. Redukce je uložena za hlavní převodovkou, odkud je krouticí momentu rozveden k jednotlivým hnacím nápravám, případně k pomocným pohonům.

1.1. Koncepce podvozku TATRA

Principem koncepce podvozku je použití centrální nosné roury a náprav s nezávisle zavěšenými výkyvnými polonápravami. Centrální nosná roura je spojena s příčnicí, ke kterým je přišroubován svařovaný rám. Celek tvoří extrémně tuhou konstrukci, která je oproti klasické rámové konstrukci s pevnými nápravami mnohem odolnější vůči ohybu a krutu a tím je zajištěna minimalizace namáhání namontovaných nástaveb, jejichž konstrukce pak může být jednodušší a lehčí.



Obr. 1.1 - Koncepce podvozku TATRA [20]

Díky unikátní konstrukci nosné roury je hnací trakt realizován hřídeli uloženými v centrální nosné rouře a je tak chráněn proti vnějším vlivům. V centrální rouře jsou umístěny i mezinápravové diferenciály. K přenosu výkonu z převodovky do centrální roury slouží přídatný převod.

Mezi nejčastěji používané převodovky u vozidel TATRA patří mechanicky, manuálně ovládané převodovky TATRA, které jsou přímo montovány na skříň přídatného převodu a jsou tak integrovanou součástí podvozku. TATRA ovšem ke svým vozidlům nabízí převodovky od jiných výrobců, které jsou plně automatické. Jedná se například o převodovku amerického výrobce, kde výhodou této převodovky je to, že se montuje přímo na nosnou rouru. Vyžaduje ovšem složité propojení s měničem namontovaným na motoru a nevýhodou je také její vysoká hmotnost.

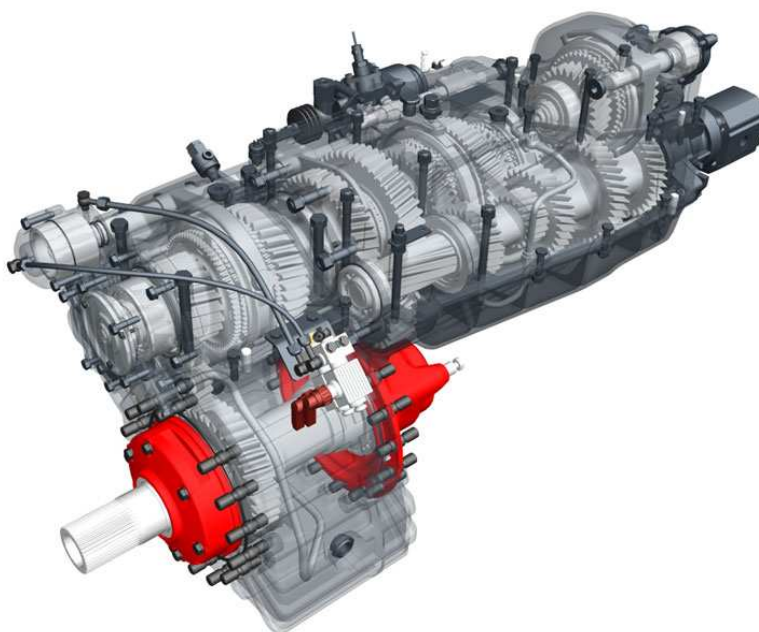
Proto TATRA také nabízí vozidla s automatickou převodovkou americké firmy Allison, která se montuje přímo na motor a krouticí moment z převodovky do přídatného převodu je přenášen pomocí kloubového hřídele. Ovšem při použité převodovce firmy Allison, a nově také pro mechanické převodovky firmy ZF, bylo nutno vyvinout zcela nové přídatné převody s větší osovou vzdáleností vstupu a výstupu, která je větší proti standardním přídatným převodům pro převodovky TATRA - ta činí 305 [mm], kdežto pro nové verze je tato vzdálenost 475 [mm] až 550 [mm].



Obr. 1.2 - Motor TATRA s automatickou převodovkou Allison [11]

1.2. Přídavný převod TATRA

Přídavný převod je uložena za hlavní převodovkou a je spojena s centrální nosnou rourou, ve které je krouticí momentu rozveden pomocí hřídelů a diferenciálů do přední a zadní nápravy. Poměr rozdělování hnacího momentu mezi přední a zadní nápravy bývá závislý na hmotnosti připadající na přední a zadní nápravy vozidla. Pro aplikace s rovnoměrným zatížením náprav se používají děliče s poměrem 1:1. Důležitým faktorem volby dělicího poměru je počet hnacích náprav.



Obr. 1.3 - Přídavný převod s převodovkou společnosti TATRA [20]

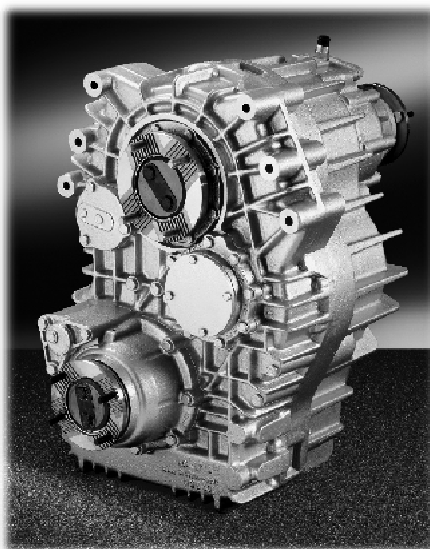
Vícestupňové přídavné převodovky existují ve dvou provedení, a to s přímým řazením označovány jako TRK (Tatra Reduktion Klauenkupplung), a s řazením se synchronizací - TRS (Tatra Reduktion Synchron). Pokud je převodovka řazena za jízdy, je pak možné zvýšit tím počet stupňů hlavní převodovky.

1.3. Přídavné převody jiných výrobců nákladních automobilů

Přídavné převody jsou stejným způsobem jako u TATRY spojeny pomocí kloubového hřídele s převodovkou, která je namontována na motor. Krouticí moment je přiváděn od převodovky na vstup přídavného převodu, odkud je následně přenášén buďto silničním či terénním převodem na přední a zadní nápravy. Při běžné jízdě po silnici je zařazen tzv. silniční převod (obvykle cca 1:1), při jízdě v terénu je zařazen tzv. terénní převod (cca 2:1).

V této kapitole jsou uvedeny některé příklady společností, které používají přídavné převody ve svých nákladních automobilech, a to např. MAN, IVECO a Mercedes-Benz.

Nákladní automobily MAN typu TGS jsou vybaveny přídavnou dvoustupňovou převodovkou. Tyto vozidla slouží na stavbách pro přepravu těžkých nákladů případně i v místní distribuční dopravě.

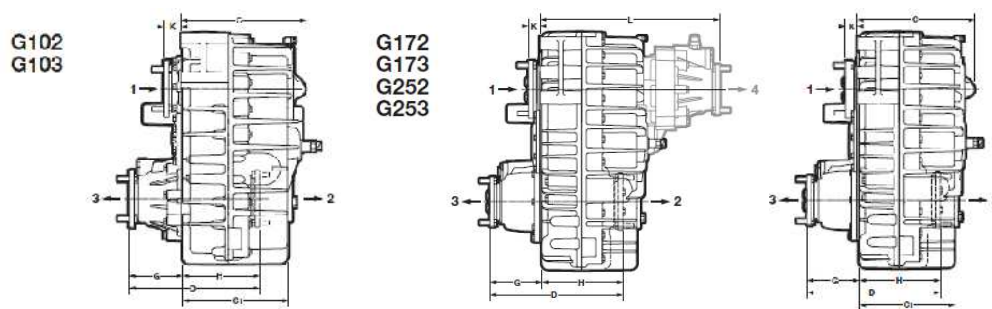


Obr. 1.4 - Přídavný dvoustupňový převod společnosti MAN [21]

Existují dvě základní varianty přídavných převodů MAN:

- *s řízeným výstupem momentu na přední nápravu:* zadní náprava je trvale poháněná, tok hnacího momentu na přední nápravu lze vypnout pneumaticky
- *s trvalým přenosem momentu na přední nápravu:* přední i zadní náprava je trvale poháněna

V současné době se používají přídavné převody MAN G102/G103, G172/G173, G252/G253, viz obrázek 1.5.



Obr. 1.5 - Typy přídatných převodů společnosti MAN [21]

Dalším příkladem je přídatný převody používaný v nákladních automobilech společnosti IVECO, jako například automobil typu Trakker. Ten lze vidět na obrázku 1.6.



Obr. 1.6 - Přídatný převod společnosti IVECO

A přídatný převod používaný v nákladních automobilech společnosti Mercedes-Benz. Ten lze vidět na obrázku 1.7.



Obr. 1.7 - Přídatný převod společnosti M-B

2. Popis a cíle diplomové práce

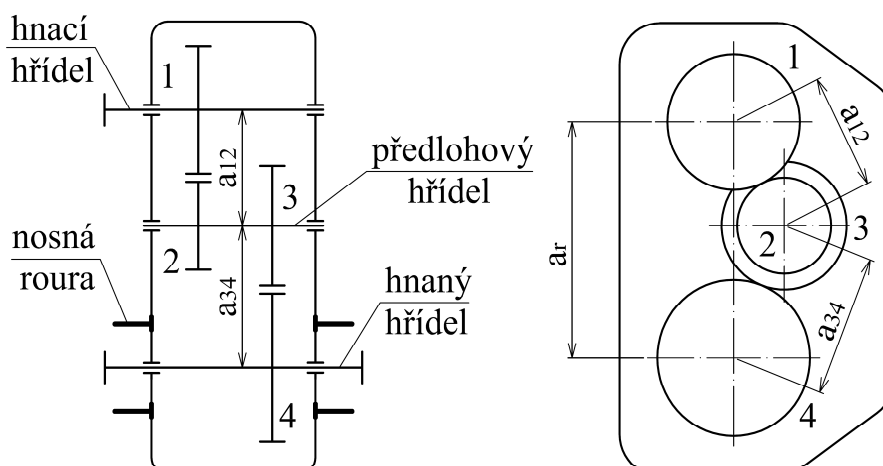
Cílem této práce je navrhnout tříhřídelovou jednostupňovou přidavnou převodovku pro nákladní automobil pro 4 varianty převodových poměrů (0,75; 0,95; 1,30 a 1,50) s použitím stávajícího odlitku skříně. Dále bude provedena pevnostní kontrola hřídele a drážkování a poté bude proveden návrh a výpočet životnosti ložisek.

Zadané parametry:

- Převodový poměr přidavného převodu: $i_p = (0,75; 0,95; 1,30 \text{ a } 1,50) [-]$
- Osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele: $a_R = 480 [mm]$
- Maximální zatížení na vstupu: $M_K^{MAX} = 32\,000 [Nm]$
- Maximální otáčky na vstupu: $n_{MAX} = 2\,200 [min^{-1}]$
- Hmotnost vozidla připadající na hnané nápravy: $m_{adh} = 41 [t]$
- Převodový poměr nápravy: $i_R = 3,385 [-]$

Cíle diplomové práce:

- Geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol
- Pevnostní kontrola hřídelů
- Pevnostní kontrola drážkování
- Návrh a výpočet životnosti ložisek



Obr. 2.1 - Schéma přidavného převodu

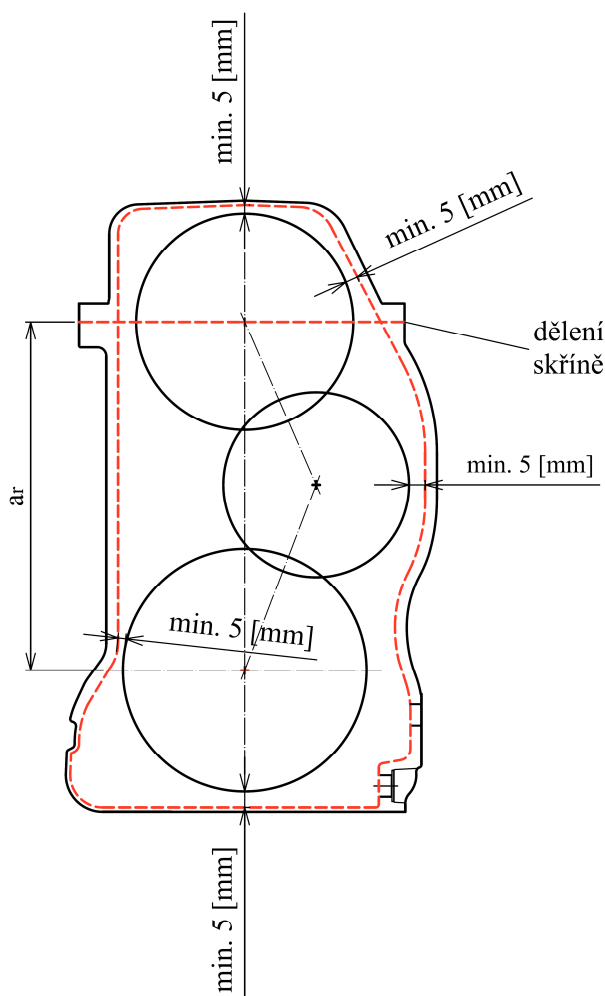
3. Rozbor řešení diplomové práce

Úkolem této diplomové práce je navrhnout 4 varianty přidavného převodu s použitím stávajícího odlitku skříně pokud možno s co nejmenšími zásahy do jejího konstrukčního řešení. Důvod pro návrh a výpočet více variant přidavného převodu (rozdílné převodové poměry $i_p[-]$, rozdílná osová vzdálenost $a_R [mm]$), je možnost použít tyto varianty přidavného převodu pro více typů nákladních automobilů. Od nákladních automobilů používaných pro civilní sektor (vozidla používána při práci v terénu či na silnici) až po vojenský sektor.

Velikost ozubených kol bude tedy nutné volit s ohledem na uspořádání vnitřního prostoru převodové skříně. Musí být dodržena minimální bezpečná vzdálenost ozubeného

kola od skříně, což je 5 [mm]. Dalším problémem je to, že je nutno ozubená kola dostat při montáži do skříně. V tomto případě je skříň dělená což není tak omezující jako tomu bylo u starších typů přidavných převodů kde skříň byla nedělená a bylo nutné dostat ozubená kola otvory pro ložiska.

Dále je nutné, aby osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele přidavného převodu byla stejná pro všechny 4 varianty, tzn. $a_R = 480 [mm]$ a nakonec je vhodné, aby ozubená kola 3 a 4 druhého soukolí (34) bylo pro všechny 4 varianty stejné, z důvodu úspory.



Obr. 3.1 - Schéma skříně přidavného převodu s omezujícími podmínkami

4. Výpočet adhezního omezení

Jelikož existuje možnost, že hnací moment motoru je vyšší než-li dokážou kola nákladního automobilu přenést, je potřeba tuto skutečnost ověřit výpočtem adhezního momentu na hnacím hřídeli přídatné převodovky, který vypočítáme dle vztahu (4.1).

Aby bylo možné porovnávat adhezní moment se vstupním momentem, je nutno znát převodový poměr nápravy i_R [–] a redukce v kolech i_K [–]. TATRA nabízí 3 základní typy náprav dle převodového poměru, bez redukcí v kolech: 3,385x1 a s redukcemi v kolech: 2,714x2,333 a 3,385x2,333. V tomto případě se jedná o typ nápravy bez redukcí v kolech - převodový poměr 3,385x1.

Dynamický poloměr kola se pohybuje v rozmezí (0,517 ... 0,646) [m]. Při výpočtu adhezního momentu bude použita nejmenší hodnota dynamického poloměru kola

$$M_{Hi}^{adh} = \frac{9,81 \cdot m_{adh} \cdot R_{DYN} \cdot \varphi}{i_{Pi} \cdot i_R \cdot i_K} \quad [Nm] \quad (4.1)$$

kde:

$m_{adh} = 41$ [t]	...hmotnost vozidla připadající na hnané nápravy
$R_{DYN} = 0,517$ [m]	...dynam. poloměr kola; zvolen na základě [14]
$\varphi = 0,8$ [–]	...součinitel adheze; zvolen na základě [14]
$i_{Pi} = (0,75; 0,95; 1,30; 1,50)$ [–]	...převodový poměr přídatné převodovky
$i_R = 3,385$ [–]	...převodový poměr nápravy
$i_K = 1$ [–]	...převodový poměr redukce v kolech

Tab. 4.1 - Výpočet adhezního omezení

Převodový poměr redukce i_{Pi} [–]	Adhezní moment na hnacím hřídeli M_{Hi}^{adh} [Nm]
0,75	65 526
0,95	51 731
1,30	37 803
1,50	32 763

Pro všechny převodové poměry přídatného převodu podle tabulky 4.1 platí:

$$M_{Hi}^{adh} [Nm] > M_K^{MAX} [Nm] \quad (4.2)$$

Byla provedena kontrola zda-li dokážou hnaná kola nákladního automobilu přenést hnací moment motoru pro všechny převodové poměry přídatných převodů. Výsledky této kontroly pro všechny varianty převodových poměrů jsou v tabulce 4.1. Při této kontrole bylo zjištěno, že jsou schopna přenést hnací moment motoru, tzn. pro další výpočty používáme maximální hnací moment na vstupu přídatné převodovky.

Ovšem výsledná hodnota adhezního momentu závisí na počtu náprav, typu náprav (3 zákl. typy) a hmotnosti připadající na hnané nápravy. Tzn. bude-li se jednat o nákladní vozidlo s nápravami 8x8, tak hmotnost připadající na nápravy je $(9 + 9 + 15 + 15) [t]$. Při stálém pohonu 8x8 se tedy dosazuje $48 [t]$. Bude-li ovšem možnost u 8x8 vypnout pohon předních náprav, pak hmotnost připadající na hnané nápravy je pouze $(15 + 15) t$, tzn. pouze $30 t$. Nastane tedy opačný případ, kdy adhezní moment bude menší než hnací moment motoru a při dalších výpočtech už nebude používán maximální hnací moment.

5. Geometrie ozubení

Při samotném řešení přídatné převodovky pro zadané varianty převodových poměrů i_{pi} [–], bylo hlavním kritériem dodržet osovou vzdálenost vstupního a výstupního hřídele $a_R = 480$ [mm] při použití stávajícího odlitku skříně. Dále bylo vhodné zachovat druhé soukolí pro všechny zadané varianty převodových poměrů, tzn. v závislosti na celkovém převodovém poměru přídatného převodu by se měnilo u všech variant pouze první soukolí. Zjednodušila by se tak výroba a nebyla by potřeba vyrábět několik druhů ozubených kol a hřídelů.

5.1. Volba počtů zubů

Počty zubů jednotlivých ozubených kol byly zvoleny pro dosažení následujících parametrů:

- převodový poměr přídatného převodu: $i_{pi} = (0,75; 0,95; 1,30; 1,50) \pm 2\%$
- součinitel trvání záběru kroku: $\varepsilon_\beta \geq 1$

Převodový poměr můžeme ovlivnit pouze počtem zubů z_i [–]. Součinitel trvání záběru kroku lze ovlivnit dle vztahu (5.1) změnou modulu m_n [mm], společnou šířku kol b_w [mm] a změnou úhlu β [°].

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad [-] \quad (5.1)$$

Ovšem se zvyšováním úhlu β [°] dochází ke změně osové vzdálenosti, velikosti měrných skluzů a změně velikosti axiálních sil. Dále se snažíme, aby součinitel trvání záběru kroku ε_β [–] byl $\varepsilon_\beta = (1,1 \dots 1,2)[-]$.

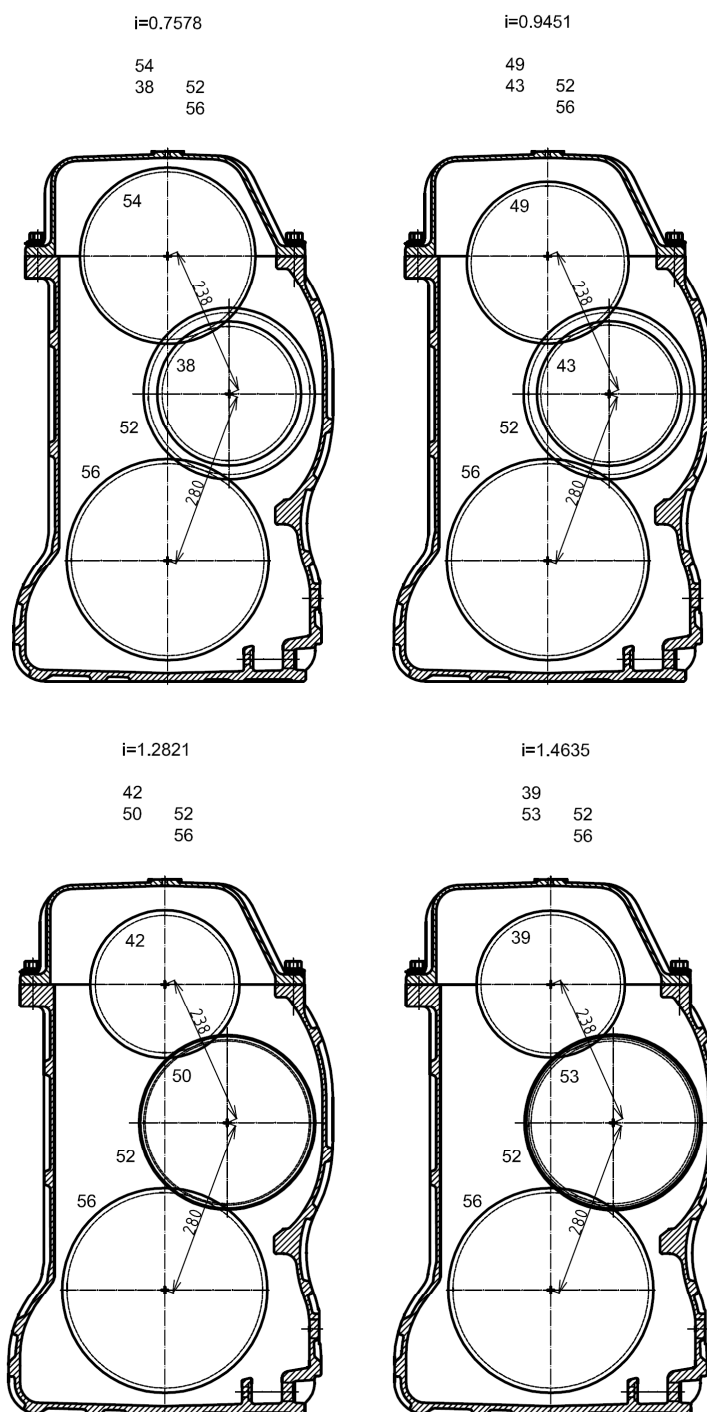
Modul m_n [mm] je dán nástrojem na základě odborné konzultace v TATRA a.s. [14]. Šířka b_w [mm] je omezena vnitřním uspořádáním převodové skříně. Je tedy nutné najít vhodnou kombinaci těchto parametrů pro dosažení optimálního výsledku.

Při volbě počtu zubů bylo nutné dávat si pozor na velikost ozubených kol, tzn. bylo nutné zvolit optimální počet zubů tak, aby kolo nebylo příliš velké a nedocházelo ke kolizi kola se skříní přídatného převodu.

Důvodem vypracování více variant je snaha zmenšit ozubené kola (volba menších počtů zubů z [–]), zmenšit osové vzdálenosti soukolí 12 a 34, a_{12} [mm] a a_{34} [mm].

Při dodržení všech výše zmíněných kritérií se nám nabízejí 3 řešení. Tyto varianty a jejich parametry jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Po odborné konzultaci [14] byla jako nejvhodnější zvolena varianta I. Na obrázku 5.1 lze vidět schéma jednotlivých přídavných převodů pro tuto variantu.



Obr. 5.1 - Schéma přídavných převodů Varianty I

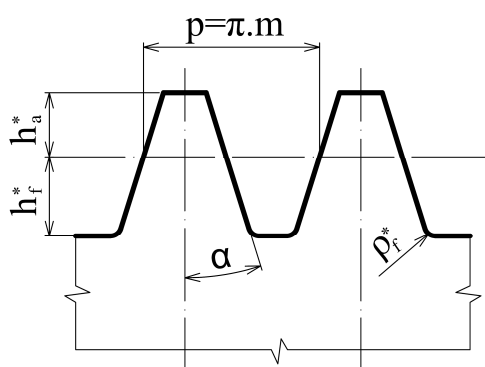
Tab. 5.1 - Přehled variant řešení

		$m_n [mm]$	$\beta_{12=34} [^\circ]$	$z_1 [-]$	$z_2 [-]$	$a_{12} [mm]$	$z_3 [-]$	$z_4 [-]$	$a_{34} [mm]$	$a_{R sk} [mm]$	$i_{p sk} [-]$
Varianta I	0,75	5	16	54	38	238	52	56	280	480	0,757
	0,95			49	43						0,945
	1,30			42	50						1,282
	1,50			39	53						1,463
Varianta II	0,75	5	16	54	39	240	50	52	262	480	0,751
	0,95			49	44						0,933
	1,30			42	51						1,262
	1,50			38	55						1,505
Varianta III	0,75	5	15	54	38	238	49	52	260	480	0,746
	0,95			48	44						0,972
	1,30			41	51						1,320
	1,50			38	54						1,508

5.2. Výpočet geometrie ozubení

Při výpočtu geometrie ozubení vycházíme ze základního profilu, a ten je dán geometrií nástroje. Po odborné konzultaci [14] byl použit nástroj, který společnost TATRA a.s. má k dispozici. Parametry profilu jsou:

- Modul: $m = 5 \text{ [mm]}$
- Úhel záběru profilu: $\alpha = 20^\circ$
- Poměrná výška hlavy: $h_a^* = 1,4 \text{ [-]}$
- Poměrná výška paty: $h_f^* = 1,74 \text{ [-]}$
- Poměrný rádius paty: $\rho_f^* = 0,38 \text{ [-]}$



Obr. 5.2 - Schéma základního profilu

Výpočet geometrie ozubení pro všechny varianty převodových poměrů byl proveden pomocí programu *Geometrie* [28] a kompletní výstupy výpočtu geometrie všech soukolí jsou obsaženy v příloze 1-5. Soukolí 34 je pro všechny varianty převodových poměrů stejné. Přehled základních údajů geometrie ozubení pro jednotlivé varianty převodových poměrů je uveden v tabulce 5.2

Tab. 5.2 - Základní údaje geometrie ozubení pro všechny varianty přídatných převodů

		0,75		0,95		1,30		1,50		Společné pro všechny	
		kolo 1	kolo 2	kolo 1	kolo 2	kolo 1	kolo 2	kolo 1	kolo 2	kolo 3	kolo 4
Počet zubů	$z[-]$	54	38	49	43	42	50	39	53	52	56
Normální modul	$m_n[mm]$	5		5		5		5		5	
Úhel sklonu zubů	$\beta[^\circ]$	16		16		16		16		16	
Jednotková korekce	$x[-]$	0,054	-0,303	-0,058	-0,191	-0,039	-0,213	0,031	-0,280	-0,056	-0,118
Průměr patní kružnice	$d_f[mm]$	260,449	180,799	235,566	205,682	200,702	204,545	185,772	255,476	252,516	272,704
Průměr hlavové kružnice	$d_a[mm]$	291,800	212,100	266,900	237,00	232,000	271,800	217,100	286,800	283,800	304,000
Šířka kola	$b[mm]$	68	62	64	60	64	68	68	72	68	72
Společná šířka kol	$b_W[mm]$	62		60		64		68		68	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w[mm]$	238		238		238		238		280	
Tloušťka zubu na hlavové kružnici	$s_a[mm]$	2,377	1,806	2,246	2,038	2,006	2,314	1,846	2,364	2,170	2,262
Měrný skluz na patě zubu	$\vartheta_f[-]$	-1,542	-1,549	-1,503	-1,505	-1,496	-1,505	-1,532	-1,534	-1,125	-1,125
Měrný skluz na hlavě zubu	$\vartheta_a[-]$	0,608	0,607	0,601	0,601	0,601	0,599	0,605	0,605	0,529	0,529
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha[-]$	2,555		2,269		2,260		2,259		2,281	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta[-]$	1,088		1,052		1,123		1,193		1,193	
Pozn.: pro všechny ozubená kola jsou parametry profilu stejné - $h_a^* = 1,400[-]$, $c_a^* = 0,340[-]$, $\rho_f^* = 0,214[-]$ a $\alpha_n = 20[^\circ]$											

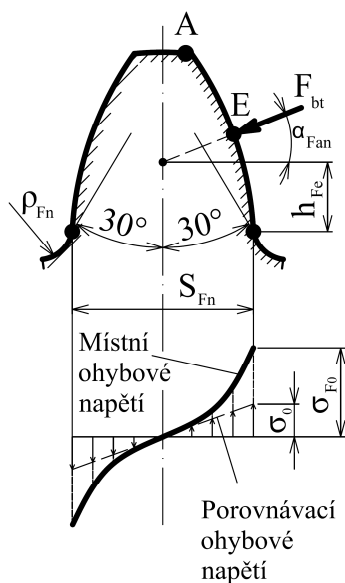
6. Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrola ozubení se provádí pro ověřování bezpečnosti v ohybu a dotyku a pro kontrolu únosnosti na ohyb a dotyk. Norma ČSN 01 4686 neumožňuje kontrolu soukolí s prodlouženým trváním záběru $\varepsilon_\alpha \geq 2$. Tyto požadavky respektuje norma ISO 6336 nebo norma DIN 3990 - část 41, která je určena pro automobilový průmysl.

Únosnost soukolí přídatných převodů se zjednodušeně hodnotí z hlediska namáhání v dotyku (Hertzův tlak) a v ohybu zjednodušeným postupem.

Soukolí HCR, které se vyznačuje trváním záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$, bude tedy dimenzováno podle metody B pomocí normy [15].

Při výpočtu napětí v ohybu podle metody B uvažuje, že působí síla je ve vnějším bodě osamělého záběru - E (viz obrázek 6.1). Napětí v ohybu σ_{Fo} [MPa] podle metody B se pak vypočítá pomocí vztahu (6.1) a bezpečnost v ohybu k mezi únavy s_F [–] pomocí vztahu (6.2).



Obr. 6.1 - Definice výpočtu místního ohybového napětí

Napětí v ohybu bez uvažování přídatných sil:

$$\sigma_{Fo} = \frac{F_{to}}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad [MPa] \quad (6.1)$$

Bezpečnost v ohybu k mezi únavy σ_{Flim} [MPa]:

$$s_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_{Fo}} \quad [-] \quad (6.2)$$

Při zjednodušeném výpočtu únosnosti ozubení přídatných převodů uvažuje, že za součinitele přídatných zatížení pro ohyb dosazujeme:

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \quad [-] \quad (6.3)$$

kde:

$F_{to} = \frac{2000 \cdot M_k}{d} \quad [N]$...směrodatná obvodová síla
$M_k \quad [Nm]$...krouticí moment
$d \quad [mm]$...roztečný průměr
$b_F \quad [mm]$...pracovní šířka zubů kola pro výpočet na ohyb
$m_n \quad [mm]$...normální modul
$Y_F \quad [-]$...součinitel tvaru zubu
$Y_S \quad [-]$...součinitel koncentrace napětí
$Y_\beta \quad [-]$...součinitel sklonu zubu
$K_A \quad [-]$...součinitel vnějších dynamických sil
$K_{Fv} \quad [-]$...součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb
$K_{F\beta} \quad [-]$...součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce pro ohyb
$K_{F\alpha} \quad [-]$...součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb

Výpočet napětí v dotyku $\sigma_{Ho} [MPa]$ (Hertzova tlaku) se vypočte ze vztahu (6.4) a bezpečnost v dotyku k mezi únavy $s_H [-]$ pomocí vztahu (6.5).

Napětí v dotyku bez uvažování přídavných sil:

$$\sigma_{Ho} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{to}}{d \cdot b} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad [MPa] \quad (6.4)$$

Bezpečnost v dotyku k mezi únavy $\sigma_{Hlim} [MPa]$:

$$s_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_{Ho}} \quad [-] \quad (6.5)$$

Při zjednodušeném výpočtu únosnosti ozubení přídavných převodů uvažuje, že za součinitele přídavných zatížení pro dotyk dosazujeme:

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 \quad [-] \quad (6.6)$$

kde:

$Z_H [-]$...součinitel tvaru spoluzabírajících kol
$Z_E [-]$...součinitel mechanických vlastností materiálu
$Z_\varepsilon [-]$...součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
$Z_\beta [-]$...součinitel vlivu sklonu zubů
$K_{Hv} [-]$...součinitel vnitřních dynamických sil pro dotyk
$K_{H\beta} [-]$...součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce pro dotyk
$K_{H\alpha} [-]$...součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk

6.1. Určení zatížení

Pro pevnostní kontrolu ozubení je uvažován maximální krouticí moment vstupující do přídatné převodovky, tj. $M_K^{MAX} = M_K^{H1} = 32\,000\text{ [Nm]}$. Pevnostní kontrola bude provedena pomocí programu ČSNw [29], u něhož je nutno zadávat krouticí moment na malém kole (pastorku), respektive hřídeli. Proto je nutno dopočítat hodnoty krouticího momentu pro jednotlivé kola/hřídele - rovnice (6.7) a (6.8). Jsou zanedbány účinnosti a výsledky jsou zaokrouhlovány na 100 směrem nahoru.

$$M_K^{H2} = M_K^{H1} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \quad [\text{Nm}] \quad (6.7)$$

$$M_K^{H3} = M_K^{H2} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \quad [\text{Nm}] \quad (6.8)$$

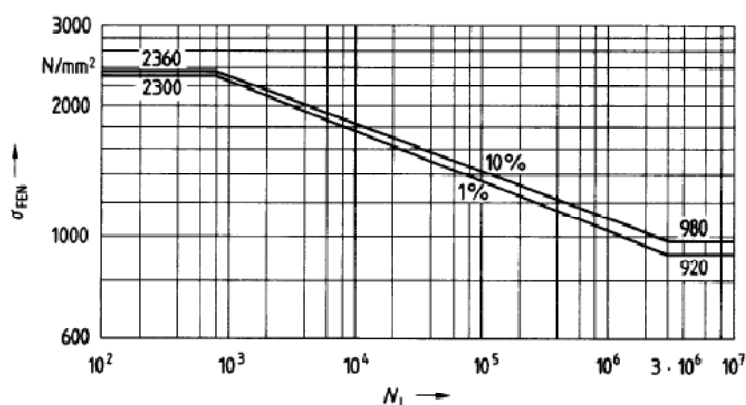
Tab. 6.1 - Hodnoty krouticích momentů

$i_p [-]$	$M_K^{H1} [\text{Nm}]$	$M_K^{H2} [\text{Nm}]$	$M_K^{H3} [\text{Nm}]$
0,75	32 000	22 600	24 400
0,95		28 100	30 300
1,30		38 100	41 100
1,50		43 500	46 900

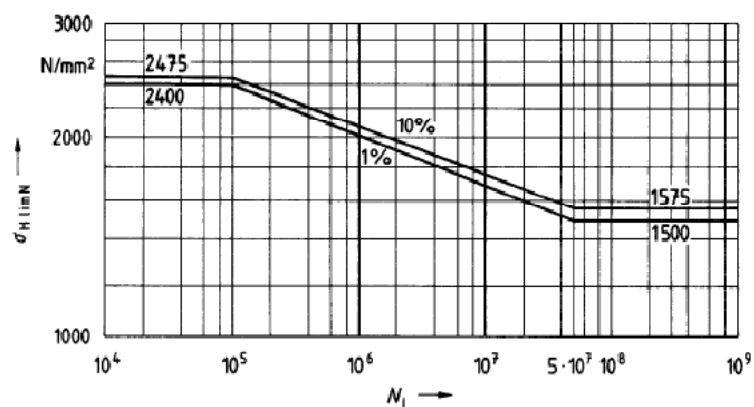
6.2. Materiálové hodnoty

Pro výrobu ozubených kol se v naprosté většině používá materiál 14 220.4 (cementovaný a kalený). Ekvivalentním materiálem dle normy DIN 3990 je materiál 16MnCr5.

Na obrázku 6.2 a 6.3 jsou uvedeny W-křivky převzaty z normy DIN 3990 [16], z nichž lze odečíst mez únavy v ohybu a mez únavy v dotyku pro pravděpodobnost poruchy 1%.



Obr. 6.2 - W-křivka materiálu 16MnCr5 pro ohyb [16]



Obr. 6.3 - W-křivka materiálu 16MnCr5 pro dotyk [16]

Pro materiál 16MnCr5 je při pravděpodobnosti poruchy 1% mez únavy pro ohyb $\sigma_{Flim} = 920$ [MPa], a mez únavy pro dotyk $\sigma_{Hlim} = 1500$ [MPa].

6.3. Vlastní pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrola ozubení byla provedena pomocí programu ČSNw [29], který umožňuje výpočet metodou B a C dle normy DIN 3990, tzn. lze s ním provádět kontrolu nestandardního ozubení se součinitelem trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$. Výpočet byl proveden metodou B, a výsledky zjednodušeného výpočtu jsou uvedeny v tabulce 6.2. Kompletní výstup z programu ČSNw [29] pro jednotlivá soukolí lze nalézt v příloze 6 - 12.

Ozubená kola jsou dimenzována v oblasti časované pevnosti, což je pro přídatné převody běžnou praxí. Při provozu a následném rozboru poruch přídatných převodů ve vozidlech TATRA bylo zjištěno, že pro dosažení životnosti alespoň 250 000 [km] v těžkých terénních podmínkách je nutno volit bezpečnost:

- v ohybu $s_F \geq 0,45$ dle [8]
- v dotyku $s_H \geq 0,4$ dle [8]

Z výsledků pevnostní kontroly ozubení vyplývá, viz tabulka 6.2, že ozubená kola pro všechny varianty převodových poměrů přídatného převodu vyhovují, tzn. výsledná bezpečnost je vyšší než bezpečnost dovolená.

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 14:05:50

Typ soukolí - Vnější

Datum - 23.2.2011

Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 42.0

x1= -0.0360

da1= 232.000[mm]

mn= 5.000[mm]

Alfa= 20.000[°]

Epsalfa= 2.260

z2= 50.0

x2= -0.2130

da2= 271.800[mm]

aw= 238.000[mm]

Beta= 16.000[°]

Epsbeta= 1.123

Parametry základního profilu

ha1*= 1.4000

ca1*= 0.3400

Rof1*= 0.2140

ha2*= 1.4000

ca2*= 0.3400

Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa]

Sigma0Hlim1= 1500.0[MPa]

14 220

cementovaná kalená

Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]

Sigma0Hlim2= 1500.0[MPa]

14 220

cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet

T1= 32000.0[N.m]

YA1= 1.000

KA= 1.000

YA2= 1.000

KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 64.0

b2= 68.0

db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000

ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1= 1975.1

SigmaFP1= 920.0

SF1= 0.466

SigmaF2= 1885.8

SigmaFP2= 920.0

SF2= 0.488

SigmaFmax1= 3950.3

SigmaFPmax1= 1840.0

SigmaFmax2= 3771.5

SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000

KFalfa= 1.000

Ypsilon= -----

YFS1= 2.489

YF1= 1.245

YS1= 2.000

KFv= 1.000

KFbeta= 1.000

Ybeta= 0.867

YFS2= 2.525

YF2= 1.323

YS2= 1.909

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1= 1915.9

SigmaHP1= 1500.0

SH1= 0.783

SigmaH2= 1915.9

SigmaHP2= 1500.0

SH2= 0.783

SigmaHmax1= 2709.5

SigmaHPmax1= 2600.0

SigmaHmax2= 2709.5

SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000

KHalfa= 1.000

KA= 1.000

Zepsilon= 0.665

ZE= 191.646

KHv= 1.000

KHbeta= 1.000

KAS= 2.000

ZH= 2.469

Zbeta= 0.980

Obr. 6.4 - Zjednodušený pevnostní výpočet ozubení
prvního soukolí přídatného převodu 1,3

Tab. 6.2 - Výsledky pevnostní kontroly ozubení pro všechny varianty přídatných převodů

Přídavný převod		Vstupní moment M_K^{Hi} [Nm]	Ohyb			Dotyk		
			σ_F [MPa]	σ_{Flim} [MPa]	s_F [–]	σ_H [MPa]	σ_{Hlim} [MPa]	s_H [–]
0,75	kolo 1	22 600	1 581,3	920,0	0,582	1 741,9	1 500,0	0,861
	kolo 2		1 637,1		0,562	1 741,9		0,861
	kolo 3	22 600	1 042,5	920,0	0,882	1 274,0	1 500,0	1,177
	kolo 4		989,8		0,930	1 274,0		1,177
0,95	kolo 1	28 100	1 803,5	920,0	0,510	1 852,9	1 500,0	0,822
	kolo 2		1 712,3		0,537	1 852,9		0,822
	kolo 3	28 100	1 296,3	920,0	0,710	1 420,5	1 500,0	1,056
	kolo 4		1 230,7		0,748	1 420,5		1,056
1,30	kolo 1	32 000	1 975,1	920,0	0,466	1 915,9	1 500,0	0,783
	kolo 2		1 885,8		0,488	1 915,9		0,783
	kolo 3	38 100	1 757,6	920,0	0,523	1 654,1	1 500,0	0,907
	kolo 4		1 668,6		0,551	1 654,1		0,907
1,50	kolo 1	32 000	1 991,8	920,0	0,462	1 944,9	1 500,0	0,771
	kolo 2		1 935,4		0,475	1 944,9		0,771
	kolo 3	43 500	2 006,7	920,0	0,458	1 767,4	1 500,0	0,849
	kolo 4		1 905,1		0,483	1 767,4		0,849

7. Kontrola hřídelů

7.1. Silové působení ozubených kol na hřídel a ložiska

Pro výpočet silového působení ozubených kol se vychází z působení osamělých sil. Spojité silové zatížení působící podél dotykových přímk se nahrazuje osamělými silami, které působí ve vybraném bodě na záběrové úsečce ve středu společné šířky kol.

Vznikají tam tyto síly:

- tečná síla:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d} \quad [N] \quad (7.1)$$

- radiální síla:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad [N] \quad (7.2)$$

- axiální síla:

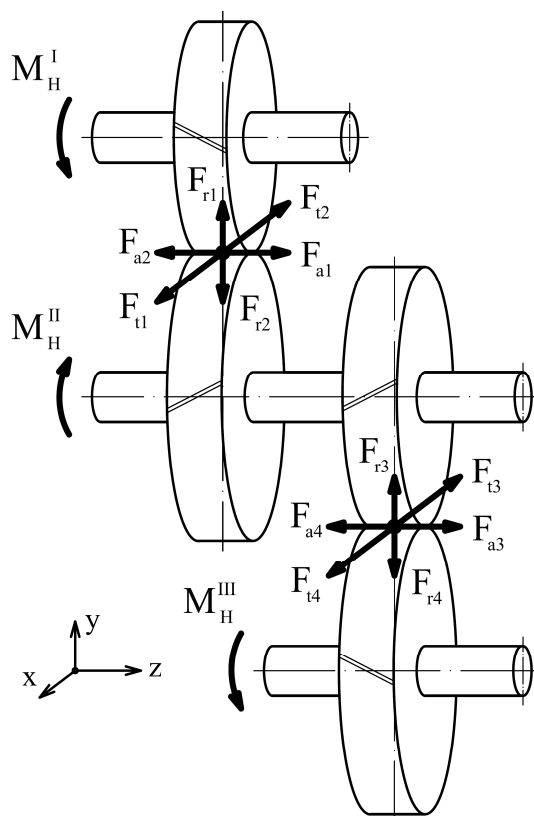
$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad [N] \quad (7.3)$$

Na obrázku 7.1 je schéma sil vznikajících v ozubení. Toto schéma je pro všechny varianty převodových poměrů stejné.

Přehled sil pro všechny varianty převodových poměrů je uveden v tabulce 7.1. Přehled vstupních momentů je uveden v kapitole 6.3 v tabulce 6.2.

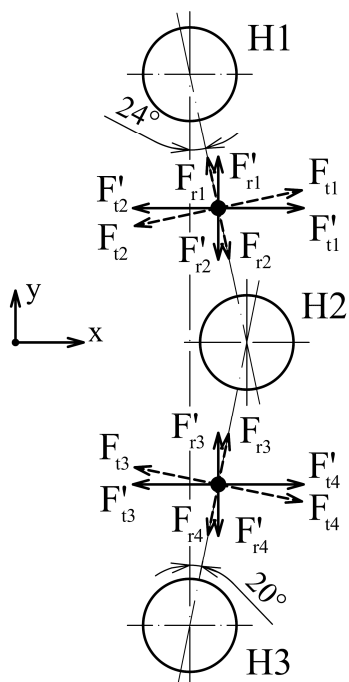
Tab. 7.1 - Přehled sil vznikajících v ozubení

		0,75	0,95	1,30	1,50
Soukolí 12	$F_{t1} = F_{t2} [N]$	227 860	251 110	292 960	315 500
	$F_{r1} = F_{r2} [N]$	86 280	95 080	110 930	119 470
	$F_{a1} = F_{a2} [N]$	65 340	72 010	84 010	90 470
Soukolí 34	$F_{t3} = F_{t4} [N]$	166 530	207 710	281 730	321 580
	$F_{r3} = F_{r4} [N]$	63 060	78 650	106 680	121 770
	$F_{a3} = F_{a4} [N]$	47 760	59 560	80 790	92 220



Obr. 7.1 - Schéma sil vznikajících v ozubení

Z důvodu vyosení druhého (předlohového) hřídele, kdy tečné a radiální síly působí na hřídel v rozdílných rovinách, je nutné tyto tečné a radiální síly sklopit do dvou navzájem kolmých rovin, x-y. Na obrázku 7.2 lze vidět schéma sklápění sil.



- sklopená tečná síla (soukolí 12):

$$F'_{t12} = F_{t12} \cdot \cos 24^\circ \quad [N] \quad (7.4)$$

- sklopená tečná síla (soukolí 34):

$$F'_{t34} = F_{t34} \cdot \cos 20^\circ \quad [N] \quad (7.5)$$

- sklopená radiální síla (soukolí 12):

$$F'_{r12} = F_{r12} \cdot \cos 24^\circ \quad [N] \quad (7.6)$$

- sklopená radiální síla (soukolí 34):

$$F'_{r34} = F_{r34} \cdot \cos 20^\circ \quad [N] \quad (7.7)$$

Obr. 7.2 - Schéma sklápění sil

Přehled sil po sklopení pro všechny varianty převodových poměrů je uveden v tabulce 7.2.

Tab. 7.2 - Přehled sil po sklopení

		0,75	0,95	1,30	1,50
Soukolí 12	$F'_{t1} = F'_{t2} [N]$	208 160	229 400	267 632	288 224
	$F'_{r1} = F'_{r2} [N]$	78 821	86 860	101 340	109 141
Soukolí 34	$F'_{t3} = F'_{t4} [N]$	156 487	195 184	264 740	302 186
	$F'_{r3} = F'_{r4} [N]$	59 257	73 907	100 246	114 426

7.2. Kontrola statické bezpečnosti hřídelů

Kontrola statické bezpečnosti spočívá ve stanovení bezpečnosti oproti plastické deformaci. Jedná se o výpočtový mezní stav, kterého je dosaženo tehdy, bude-li se hodnota maximálního napětí v kterémkoliv místě rovnat hodnotě napětí na mezi kluzu.

Proto je v praxi obvyklé, že oproti výše zmíněnému meznímu stavu musí být prokázána jistá bezpečnost. Podle literatury [3] lze minimální hodnoty bezpečnosti volit přibližně v závislosti na charakteristice plastičnosti materiálu R_e/R_m .

Výpočet součinitele statické bezpečnosti je tedy dán vztahem (7.8)

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} \quad [-] \quad (7.8)$$

Jelikož je materiál pro všechny hřídele stejný, jedná se o materiál 14 220.4 (cementovaný a kalený) jehož mechanické vlastnosti jsou shrnuty v tabulce 7.3, a vzhledem k charakteristice plastičnosti daného materiálu, volíme podle [3] dovolenou míru bezpečnosti (1,4...1,8). Napětí na mezi pevnosti volíme $R_m = 800 [MPa]$.

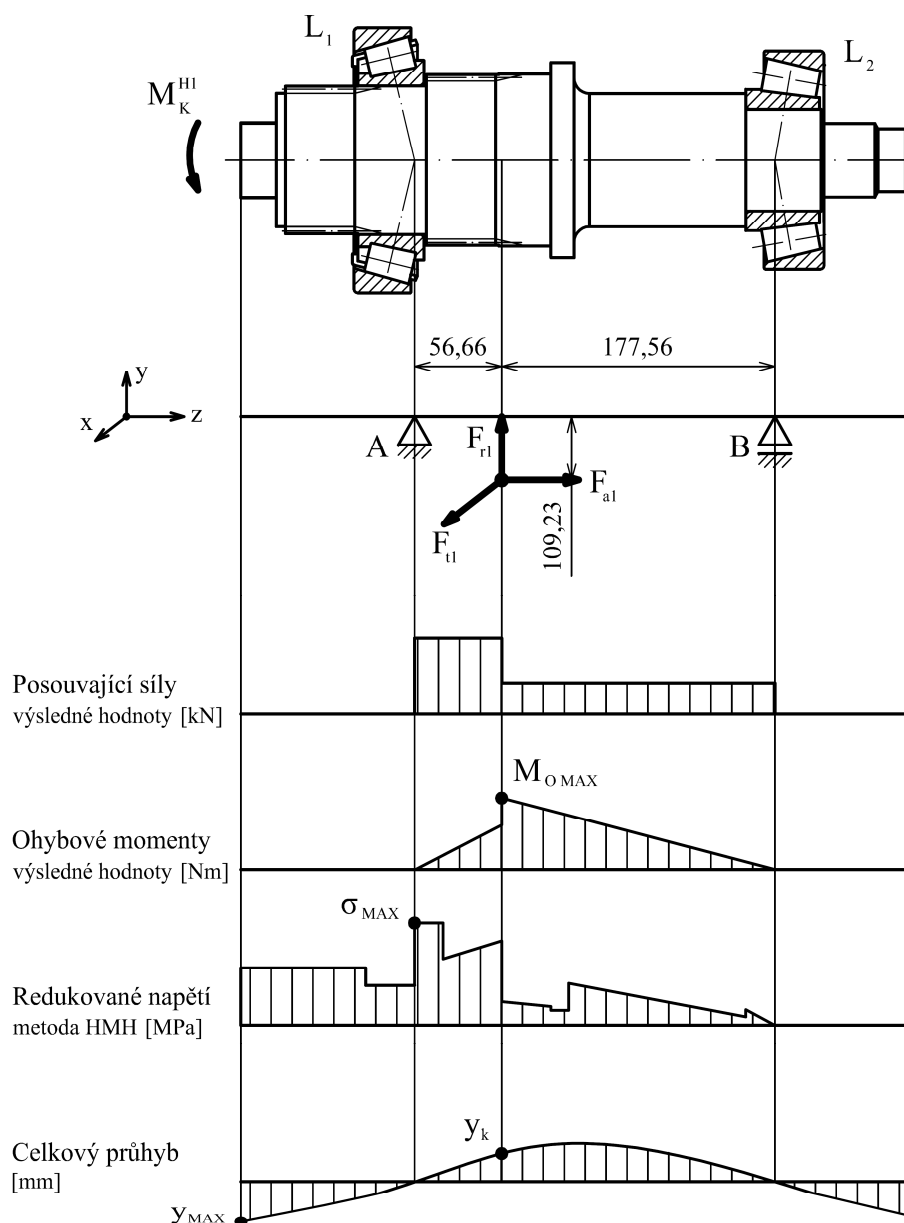
Tab. 7.3 - Mech. vlastnosti materiálu 14220.4

napětí na mezi pevnosti	$R_m [MPa]$	(800...1 000)
napětí na mezi kluzu	$R_{eMIN} [MPa]$	600

7.3. Kontrola statické bezpečnosti hnacího hřídele - H1

Hnací hřídel je namáhán krouticím momentem a silami, které vznikají v ozubení. Výpočet a velikost těchto sil je uveden v kapitole 7.1. Pro výpočet reakcí, určení velikosti ohybových momentů, velikosti průhybu a velikosti redukovaného napětí dle metody HMM, byl použit program *Hřídel* [30]. Tento program nám také vykreslil průběhy těchto veličin. Tyto průběhy lze vidět na obrázku 7.3.

Průběhy hnacího hřídele pro všechny varianty jsou si dosti podobné, liší se pouze ve velikosti hodnot. Je to z toho důvodu, že hřídel H1 je až na pár drobných detailů stejný pro všechny varianty.



Obr. 7.3 - Průběhy zatížení hnacího hřídele H1

V tabulce 7.4 jsou uvedeny hodnoty posouvajících sil, nebo-li hodnoty reakcí v podporách A a B, kde tyto hodnoty budou v dalších kapitolách použity pro výpočet trvanlivosti ložisek. V této tabulce najdeme dále maximální ohybový moment, maximální redukované napětí (dle metody HMM), maximální průhyb hřídele a průhyb hřídele pod ozubeným kolem.

Součinitel statické bezpečnosti pro hnací hřídel - H1:

$$k_S^{H1} = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}^{HMM}} \quad [-] \quad (7.9)$$

Tab. 7.4 - Vybrané hodnoty pro hnací hřídel - H1

Hnací hřídel - H1		0,75	0,95	1,30	1,50
Reakce v podpoře A	$R_A^{H1} [N]$	159 600	176 500	207 000	223 500
Reakce v podpoře B	$R_B^{H1} [N]$	74 470	79 410	88 480	93 430
Max. ohybový moment	$M_{OMAX}^{H1} [Nm]$	13 220	14 100	15 710	16 590
Max. redukované napětí	$\sigma_{MAX}^{HMM} [MPa]$	330	331	332	333
Průhyb pod kolem 1	$y_{K1} [mm]$	0,0426	0,0458	0,0518	0,0550
Max. průhyb	$y_{MAX}^{H1} [mm]$	0,0926	0,1001	0,1138	0,1212
Statická bezpečnost	$k_S^{H1} [-]$	1,818	1,813	1,807	1,802

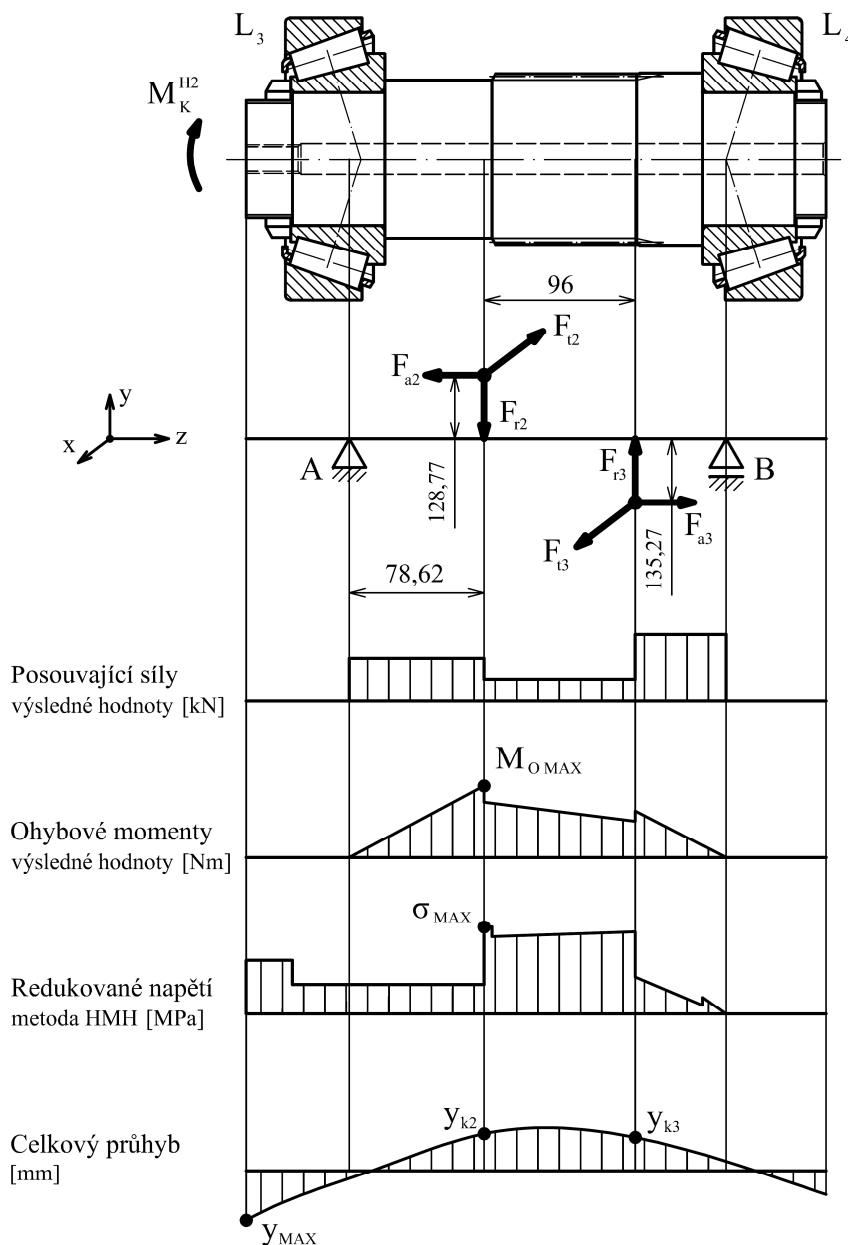
Výsledný součinitel statické bezpečnosti pro hnací hřídel H1 se určí pomocí vztahu (7.9) pro všechny varianty převodových poměrů. Výsledky této kontroly jsou uvedeny v tabulce 7.4.

Při porovnávání dovolené míry bezpečnosti, kde dle [3] je dovolená míra bezpečnosti (1,4...1,8), a součinitele statické bezpečnosti pro hnací hřídel, nám hřídele pro všechny varianty převodových poměrů vyhovují.

7.4. Kontrola statické bezpečnosti předlohového hřídele - H2

Předlohový hřídel je namáhán krouticím momentem a silami, které vznikají v ozubení. Výpočet a velikost těchto sil je uveden v kapitole 7.1. Pro výpočet reakcí, určení velikosti ohybových momentů, velikosti průhybu a velikosti redukovaného napětí dle metody HMM, byl použit program *Hřídel* [30]. Tento program nám taktéž vykreslil průběhy těchto veličin. Tyto průběhy lze vidět na obrázku 7.4.

Průběhy předlohového hřídele pro všechny varianty jsou si dosti podobné, liší se pouze ve velikosti hodnot. Je to z toho důvodu, že hřídel H2 je až na pár drobných detailů stejný pro všechny varianty.



Obr. 7.4 - Průběhy zatížení předlohového hřídele H2

V tabulce 7.5 jsou uvedeny hodnoty posouvajících sil, nebo-li hodnoty reakcí v podporách A a B, kde tyto hodnoty budou v dalších kapitolách použity pro výpočet trvanlivosti ložisek. V této tabulce najdeme dále maximální ohybový moment, maximální redukované napětí (dle metody HMM), maximální průhyb hřídele a průhyb hřídele pod ozubenými koly.

Součinitel statické bezpečnosti pro předlokový hřídel - H2:

$$k_S^{H2} = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}^{HMM}} \quad [-] \quad (7.10)$$

Tab. 7.5 - Vybrané hodnoty pro předlokový hřídel - H2

Předlokový hřídel - H2		0,75	0,95	1,30	1,50
Reakce v podpoře A	$R_A^{H2} [N]$	203 200	228 000	272 700	296 900
Reakce v podpoře B	$R_B^{H2} [N]$	203 700	242 600	312 700	350 500
Max. ohybový moment	$M_{OMAX}^{H2} [Nm]$	15 780	15 810	21 170	23 050
Max. redukované napětí	$\sigma_{MAX}^{HMM} [MPa]$	238	287	358	397
Průhyb pod kolem 2	$y_{K2} [mm]$	0,0635	0,0733	0,0889	0,0983
Průhyb pod kolem 3	$y_{K3} [mm]$	0,0508	0,0592	0,0772	0,0857
Max. průhyb	$y_{MAX}^{H2} [mm]$	0,0741	0,0853	0,1053	0,1162
Statická bezpečnost	$k_S^{H2} [-]$	2,521	2,091	1,676	1,511

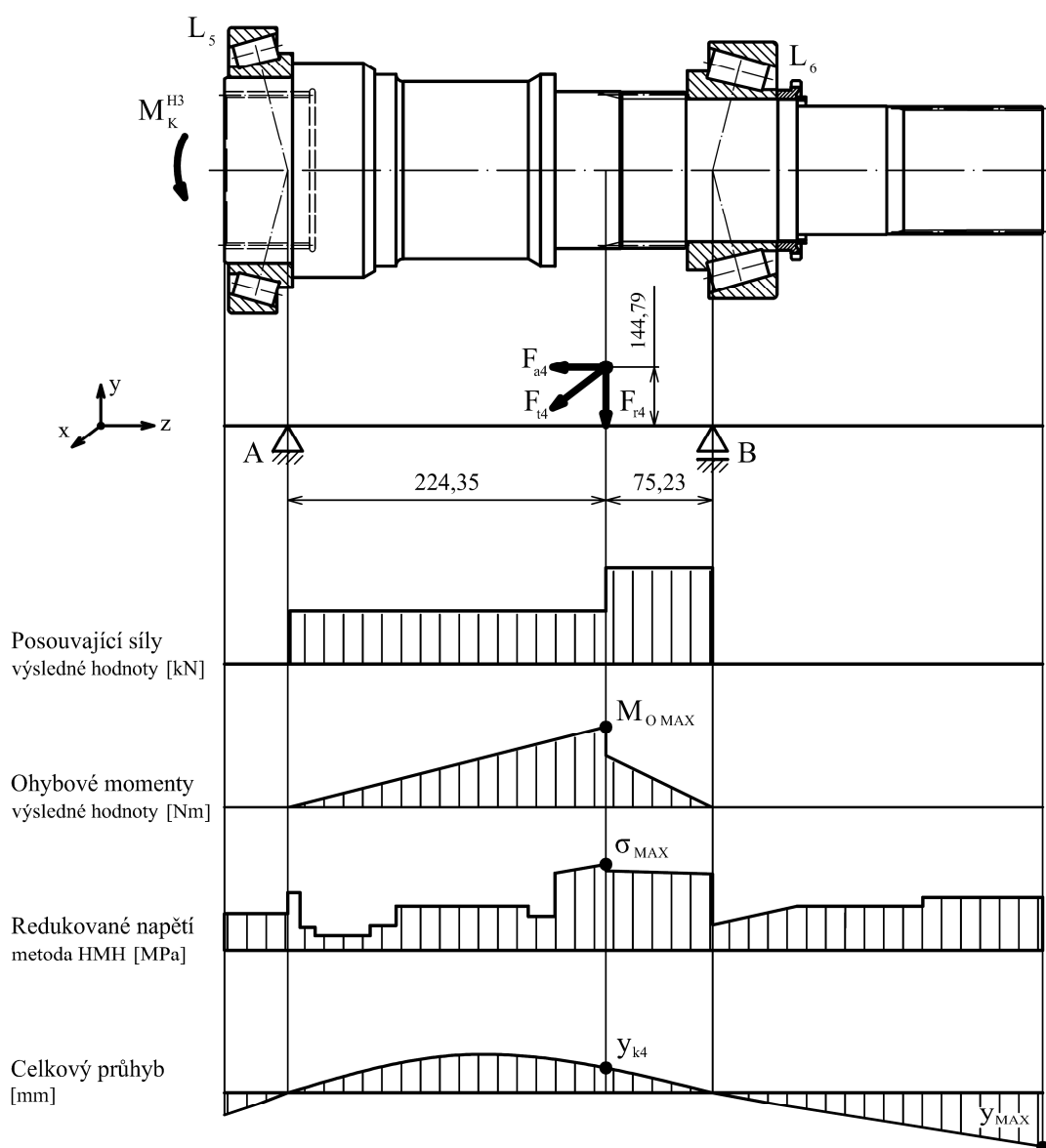
Výsledný součinitel statické bezpečnosti pro předlokový hřídel H2 se určí pomocí vztahu (7.10) pro všechny varianty převodových poměrů. Výsledky této kontroly jsou uvedeny v tabulce 6.5.

Při porovnávání dovolené míry bezpečnosti, kde dle [3] je dovolená míra bezpečnosti (1,4...1,8), a součinitele statické bezpečnosti pro předlokový hřídel, nám hřídele pro všechny varianty převodových poměrů vyhovují.

7.5. Kontrola statické bezpečnosti hnaného hřídele - H3

Hnaný hřídel je namáhán krouticím momentem a silami, které vznikají v ozubení. Výpočet a velikost těchto sil je uveden v kapitole 7.1. Pro výpočet reakcí, určení velikosti ohybových momentů, velikosti průhybu a velikosti redukovaného napětí dle metody HMM, byl použit program *Hřídel* [30]. Tento program nám také vykreslil průběhy těchto veličin. Tyto průběhy lze vidět na obrázku 7.5.

Průběhy hnaného hřídele pro všechny varianty jsou si dosti podobné, liší se pouze ve velikosti hodnot. Je to z toho důvodu, že hřídel H3 je až na pár drobných detailů stejný pro všechny varianty.



Obr. 7.5 - Průběhy zatížení hnaného hřídele H3

V tabulce 7.6 jsou uvedeny hodnoty posouvajících sil, nebo-li hodnoty reakcí v podporách A a B, kde tyto hodnoty budou v dalších kapitolách použity pro výpočet trvanlivosti ložisek. V této tabulce najdeme dále maximální ohybový moment, maximální redukované napětí (dle metody HMM), maximální průhyb hřídele a průhyb hřídele pod ozubeným kolem.

Součinitel statické bezpečnosti pro hnaný hřídel - H3:

$$k_S^{H3} = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}^{HMM}} \quad [-] \quad (7.11)$$

Tab. 6.6 - Vybrané hodnoty pro hnaného hřídel - H3

Hnací hřídel - H1		0,75	0,95	1,30	1,50
Reakce v podpoře A	$R_A^{H3} [N]$	53 050	66 100	89 670	102 300
Reakce v podpoře B	$R_B^{H3} [N]$	120 000	149 700	203 000	231 700
Max. ohybový moment	$M_{OMAX}^{H3} [Nm]$	12 080	15 050	20 420	23 300
Max. redukované napětí	$\sigma_{MAX}^{HMM} [MPa]$	248	308	338	387
Průhyb pod kolem 4	$y_{K4} [mm]$	0,0433	0,0539	0,0732	0,0836
Max. průhyb	$y_{MAX}^{H3} [mm]$	0,1571	0,1958	0,2656	0,3032
Statická bezpečnost	$k_S^{H3} [-]$	2,419	1,948	1,775	1,550

Výsledný součinitel statické bezpečnosti pro hnaný hřídel H3 se určí pomocí vztahu (7.11) pro všechny varianty převodových poměrů. Výsledky této kontroly jsou uvedeny v tabulce 7.4.

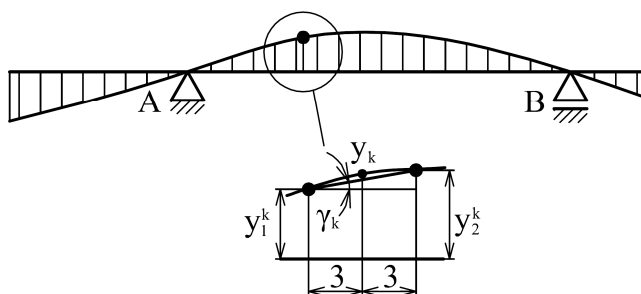
Při porovnávání dovolené míry bezpečnosti, kde dle [3] je dovolená míra bezpečnosti (1,4...1,8), a součinitele statické bezpečnosti pro hnaný hřídel, nám hřídele pro všechny varianty převodových poměrů vyhovují.

7.6. Kontrola naklonění hřídelů

Při zatížené hřídele kombinací prostorového ohybu, osového zatížení a krutu dochází k deformacím hřídele, které nepříznivě ovlivňují záběrové vlastnosti ozubených kol. Z toho důvodu se provádí kontrola naklonění hřídele pod ozubenými koly a ložisky.

7.6.1. Kontrola naklonění hřídelů pod ozubenými koly

Vypočtená hodnota naklonění hřídele pod ozubeným kolem se porovnává s dovolenou hodnotou, která je $\gamma_{kD} = (3 \dots 7) [']$. Hodnoty výsledných průhybů pod jednotlivými ozubenými koly byly získány pomocí programu *Hřídel* [30]. Z tabulky 7.7 je patrné, že hřídele pro všechny varianty převodových poměrů vyhovují.



Obr. 7.6 - Schéma kontroly naklonění hřídele pod ozub. kolem

Kontrola naklonění hřídele pod ozubeným kolem:

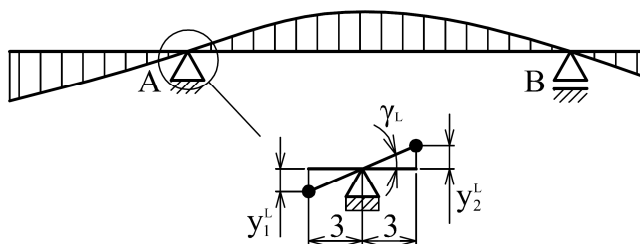
$$\gamma_k = \arctg\left(\frac{|y_2^k - y_1^k|}{3 + 3}\right) \quad ['] \quad (7.12)$$

Tab. 7.7 - Hodnoty naklonění hřídelů pod ozubenými koly 1 - 4

Průhyb hřídele		0,75	0,95	1,30	1,50
Kolo 1	$y_1^k [mm]$	0,0407	0,0438	0,0496	0,0526
	$y_2^k [mm]$	0,0444	0,0477	0,0539	0,0573
	$\gamma_k [']$	2,12	2,23	2,46	2,69
Kolo 2	$y_1^k [mm]$	0,0621	0,0717	0,0889	0,0983
	$y_2^k [mm]$	0,0647	0,0747	0,0928	0,1026
	$\gamma_k [']$	1,49	1,72	2,23	2,46
Kolo 3	$y_1^k [mm]$	0,0527	0,0614	0,0772	0,0857
	$y_2^k [mm]$	0,0487	0,0568	0,0714	0,0793
	$\gamma_k [']$	2,29	2,64	3,32	3,67
Kolo 4	$y_1^k [mm]$	0,0444	0,0553	0,0750	0,0856
	$y_2^k [mm]$	0,0421	0,0525	0,0712	0,0813
	$\gamma_k [']$	1,32	1,60	2,17	2,46
$\gamma_{kD} [']$		(3...7)			

7.6.2. Kontrola naklopení hřídelů pod ložisky

Vypočtená hodnota naklopení hřídele pod ložisky se porovnává s dovolenou hodnotou danou výrobcem ložisek pro vybraný typ ložiska, která je $\gamma_{LD} = (2 \dots 4) [']$. Hodnoty výsledných průhybů pod jednotlivými ložisky byly získány pomocí programu *Hřídel* [30]. Z tabulky 7.8 je patrné, že hřídele pro všechny varianty převodových poměrů vyhovují.



Obr. 7.7 - Schéma kontroly naklopení hřídele pod ložisky

Kontrola naklopení hřídele pod ozubeným kolem:

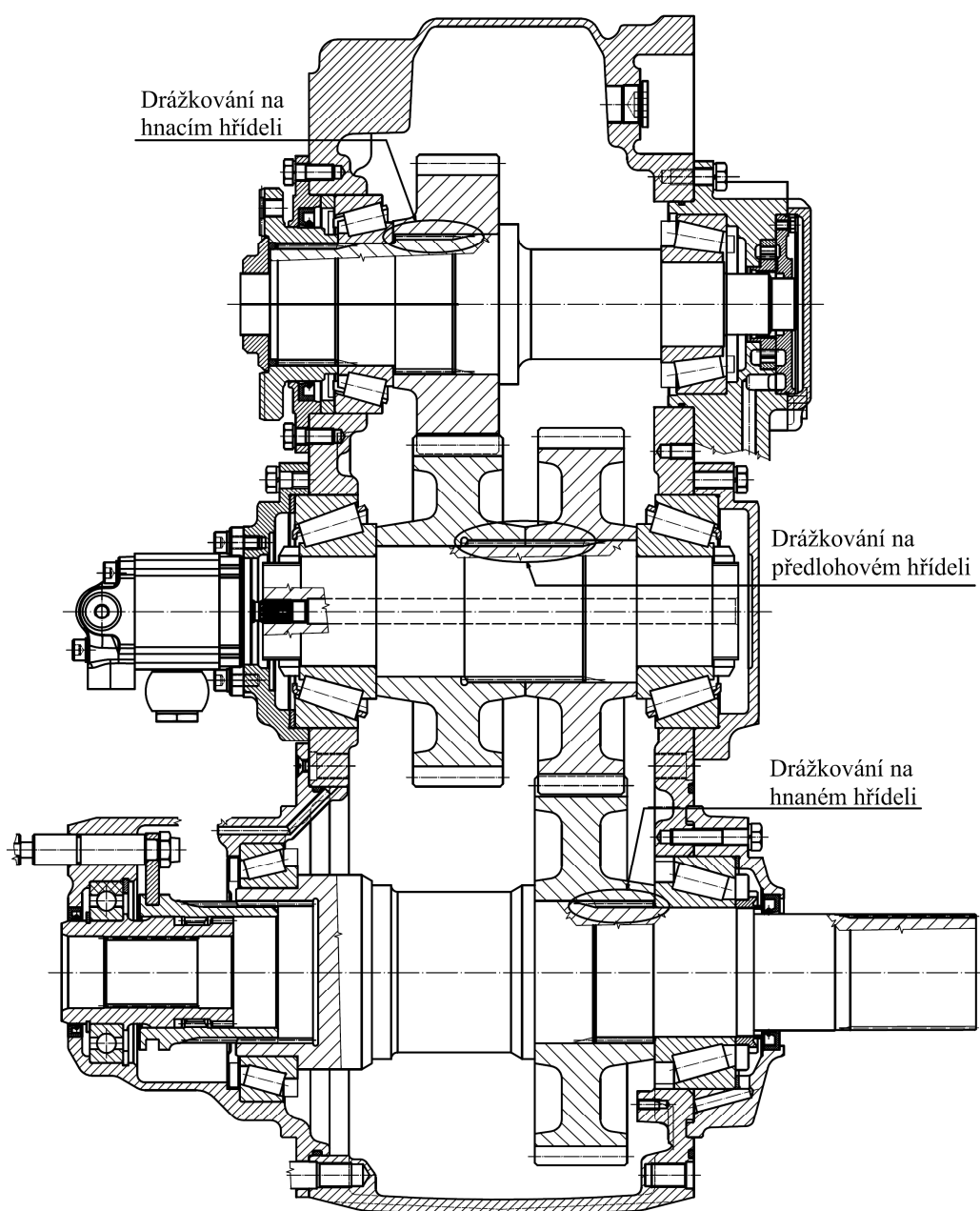
$$\gamma_L = \arctg\left(\frac{y_1^L + y_2^L}{3 + 3}\right) \quad ['] \quad (7.13)$$

Tab. 7.8 - Hodnoty naklopení hřídelů pod ložisky

Průhyb hřídele		0,75	0,95	1,30	1,50
Ložisko L1	$y_1^L [mm]$	0,00245	0,00265	0,00301	0,00321
	$y_2^L [mm]$	0,00235	0,00254	0,00289	0,00308
	$\gamma_L [']$	2,75	2,97	3,38	3,60
Ložisko L2	$y_1^L [mm]$	0,00277	0,00296	0,00331	0,00350
	$y_2^L [mm]$	0,00275	0,00294	0,00329	0,00348
	$\gamma_L [']$	3,16	3,38	3,72	3,89
Ložisko L3	$y_1^L [mm]$	0,00202	0,00247	0,00299	0,00343
	$y_2^L [mm]$	0,00205	0,00251	0,00303	0,00348
	$\gamma_L [']$	2,33	2,85	3,44	3,85
Ložisko L4	$y_1^L [mm]$	0,00157	0,00186	0,00276	0,00325
	$y_2^L [mm]$	0,00154	0,00183	0,00272	0,00320
	$\gamma_L [']$	1,78	1,95	3,13	3,69
Ložisko L5	$y_1^L [mm]$	0,00110	0,00138	0,00187	0,00213
	$y_2^L [mm]$	0,00124	0,00155	0,00210	0,00240
	$\gamma_L [']$	1,34	1,68	2,27	2,59
Ložisko L6	$y_1^L [mm]$	0,00123	0,00174	0,00264	0,00313
	$y_2^L [mm]$	0,00121	0,00172	0,00260	0,00309
	$\gamma_L [']$	1,39	1,98	3,00	3,56
$\gamma_{LD} [']$		(2...4)			

8. Pevnostní kontrola drážkování

Pro všechny varianty přídatných převodů bude použito na základě odborné konzultace [14] evolventní drážkování s úhlem profilu 30 [°]. Je to jedno z nejvýhodnějších spojení hřídele s nábojem především pro sériovou a hromadnou výrobu. Toto spojení poskytuje možnost uložení od volně posuvných až po nalisované spoje. Drážkování bude provedeno se středěním na bocích a bude zde provedena kontrola únosnosti, tzn. kontrola tlaku p_1 [MPa] působícího na bok jedné drážky.



Obr. 8.1 - Přídatný převod 1,30 s naznačeným drážkováním

8.1. Stanovení parametrů drážkování

U všech hřídelů je použito drážkování se stejnými parametry, které jsou uvedeny v tabulce 8.1. Parametry důležité pro kontrolu únosnosti drážkování jsou určeny pomocí vztahů (8.1) až (8.4).

Tab. 8.1 - Parametry drážkování na hnacím hřídeli

Jmenovitý průměr D [mm]	Modul m_d [mm]	Počet zubů z_d [–]
110	4	26

Výpočet hlavového průměru drážkování na hřídeli:

$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m_d = 110 - 0,2 \cdot 4 = 109,2 \text{ [mm]} \quad (8.1)$$

Výpočet hlavového průměru drážkování na náboji:

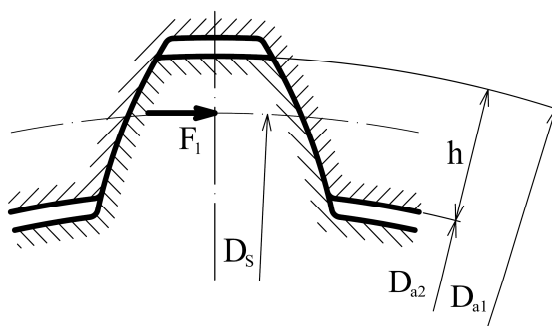
$$D_{a2} = D - 2 \cdot m_d = 110 - 2 \cdot 4 = 102 \text{ [mm]} \quad (8.2)$$

Střední průměr drážkování:

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{109,2 + 102}{2} = 105,6 \text{ [mm]} \quad (8.3)$$

Výška zubu:

$$h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} = \frac{109,2 - 102}{2} = 3,6 \text{ [mm]} \quad (8.4)$$



Obr. 8.2 - Schéma drážkování

8.2. Kontrola drážkování na hnacím hřídeli

Ozubené kolo 1 je spojeno s hřídelem pomocí evolventního drážkování, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 8.1. Hnací hřídel je pro všechny varianty přídatných převodů stejný, tzn. i drážkování je stejné.

U evolventního drážkování vzhledem k větší stykové ploše a záběru většího počtu drážek (zubů) dosaženo velké únosnosti i při střídavém charakteru krouticího momentu. Předpokládá se, že krouticí moment přenáší pouze polovina zubů.

Tab. 8.2 - Hodnoty krouticích momentů

$i_p [-]$	0,75	0,95	1,30	1,50
$M_K^{H1} [Nm]$	32 000			

Obvodová síla:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_K^{H1}}{0,5 \cdot z_d \cdot D_s} \quad [mm] \quad (8.5)$$

Velikost tlaku působícího na bok jednoho zubu:

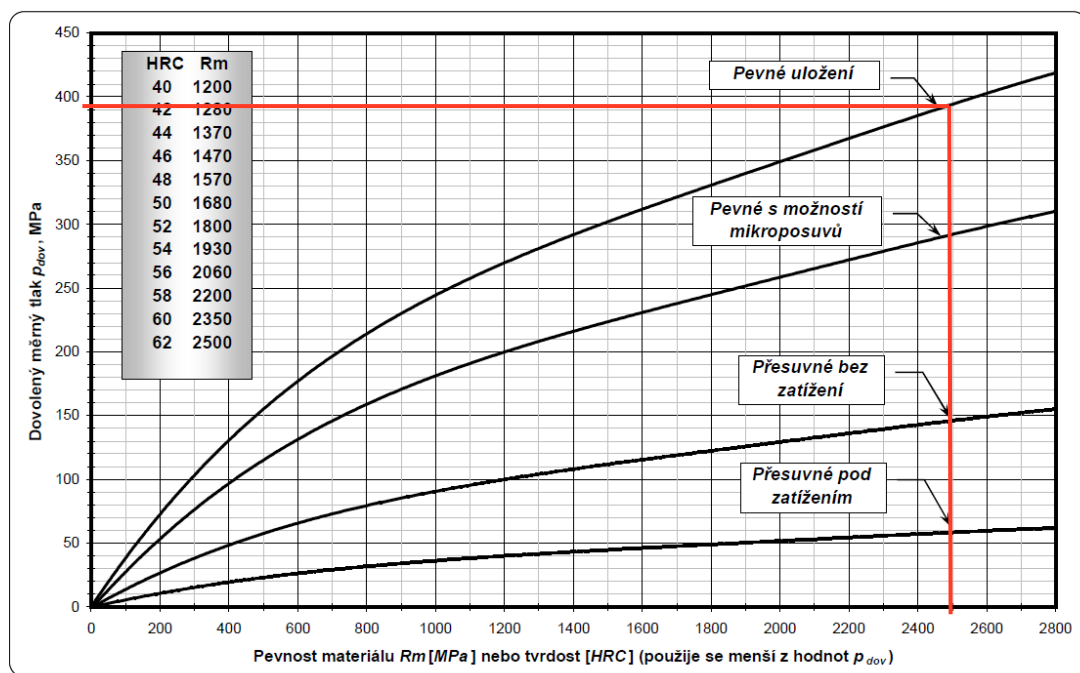
$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l} \quad [MPa] \quad (8.6)$$

kde:

$$l = 34 \quad [mm] \quad \dots \text{délka drážkování}$$

Velikost obvodové síly a tlaku působící na bok jednoho zubu jsou pro všechny varianty uvedeny v tabulce 8.3. Dále bude provedena kontrola zda-li hodnota tlaku nepřesahuje dovolenou hodnotu, viz vzorec (8.7), která je závislá na způsobu uložení a mezi pevnosti v tahu povrchu materiálu, resp. tvrdosti povrchu drážek podle Rockwella HRC.

Spojované součásti jsou vyrobeny z materiálu 14 240.4, která jsou cementována a kaleny na tvrdost (62...65) HCR, a jedná se o pevné uložení. Dovolенý tlak pak zjistíme z obrázku 8.3, převzat z [25].



Obr. 8.3 - Graf pro odečtení dovoleného tlaku, [25]

Kontrola únosnosti evolventního drážkování na hnacím hřídeli:

$$p_1 [MPa] \leq p_D [MPa] \quad (8.7)$$

Tab. 8.3 - Kontrola únosnosti evolventního drážkování

$i_p [-]$	0,75	0,95	1,30	1,50
$F_1 [N]$	46 620			
$p_1 [MPa]$	381			
$p_D [MPa]$	390			

Z tabulky 8.3 je patrné, že evolventní drážkování na hnacím hřídeli vyhovuje.

8.3. Kontrola drážkování na předlohovém hřídeli

Ozubené kolo 2 a 3 je spojeno s hřídelem pomocí evolventního drážkování, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 8.1. Obě tyto kola mají stejnou délku drážkování, které je pro obě kola stejné. Předlohový hřídel je pro všechny varianty přidavných převodů stejný, tzn. i drážkování je stejné.

Tab. 8.4 - Hodnoty krouticích momentů

$i_P [-]$	0,75	0,95	1,30	1,50
$M_K^{H2} [Nm]$	22 600	28 100	38 100	43 500

Obvodová síla:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_K^{H2}}{0,5 \cdot z_d \cdot D_S} \quad [mm] \quad (8.8)$$

Velikost tlaku působícího na bok jednoho zubu:

$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l} \quad [MPa] \quad (8.9)$$

kde:

$$l = 45 [mm] \quad \dots \text{délka drážkování}$$

Velikost obvodové síly a tlaku působící na bok jednoho zubu jsou pro všechny varianty uvedeny v tabulce 8.5. Dále bude provedena kontrola zda-li hodnota tlaku nepřesahuje dovolenou hodnotu, viz vzorec (8.10).

Spojované součásti jsou vyrobeny z materiálu 14 240.4, která jsou cementována a kaleny na tvrdost (62...65) HCR, a jedná se o pevné uložení. Dovolенý tlak pak zjistíme z obrázku 8.3.

Kontrola únosnosti evolventního drážkování na hnacím hřídeli:

$$p_1 [MPa] \leq p_D [MPa] \quad (8.10)$$

Tab. 8.5 - Kontrola únosnosti evolventního drážkování

$i_P [-]$	0,75	0,95	1,30	1,50
$F_1 [N]$	32 925	40 938	55 507	63 374
$p_1 [MPa]$	203	253	343	381
$p_D [MPa]$	390			

Z tabulky 8.5 je patrné, že evolventní drážkování na předlohovém hřídeli vyhovuje.

8.4. Kontrola drážkování na hnaném hřídeli

Ozubené kolo 4 je spojeno s hřídelem pomocí evolventního drážkování, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 8.1. Hnaný hřídel je pro všechny varianty přídatných převodů stejný, tzn. i drážkování je stejné.

Tab. 8.6 - Hodnoty krouticích momentů

$i_P [-]$	0,75	0,95	1,30	1,50
$M_K^{H3} [Nm]$	24 400	30 300	41 100	46 900

Obvodová síla:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_K^{H3}}{0,5 \cdot z_d \cdot D_S} \quad [mm] \quad (8.11)$$

Velikost tlaku působícího na bok jednoho zubu:

$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l} \quad [MPa] \quad (8.12)$$

kde:

$$l = 45 \text{ [mm]} \quad \dots \text{délka drážkování}$$

Velikost obvodové síly a tlaku působící na bok jednoho zubu jsou pro všechny varianty uvedeny v tabulce 8.6. Dále bude provedena kontrola zda-li hodnota tlaku nepřesahuje dovolenou hodnotu, viz vzorec (8.21).

Spojované součásti jsou vyrobeny z materiálu 14 240.4, která jsou cementována a kaleny na tvrdost (62...65) HCR, a jedná se o pevné uložení. Dovolný tlak pak zjistíme z obrázku 8.3.

Kontrola únosnosti evolventního drážkování na hnacím hřídeli:

$$p_1 [MPa] \leq p_D [MPa] \quad (8.21)$$

Tab. 8.7 - Kontrola únosnosti evolventního drážkování

$i_P [-]$	0,75	0,95	1,30	1,50
$F_1 [N]$	33 009	40 990	55 601	63 447
$p_1 [MPa]$	204	253	343	382
$p_D [MPa]$	390			

Z tabulky 8.7 je patrné, že evolventní drážkování na předlohovém hřídeli vyhovuje.

9. Kontrola ložisek

V naprosté většině případů se ložiska dimenzují pro ekvivalentní zatížení ložiska. Dimenzovat ložiska pro maximální vstupní moment není příliš vhodné a to z toho důvodu, že by trvanlivost ložisek vycházela příliš nízká, a bylo by nutné volit ložiska příliš velká.

Jelikož nejsou známy parametry spektra zatížení (jsou použity nové kombinace motorů a převodovek v nákladních automobilech TATRA), bude proto stanovena trvanlivost ložisek pro maximální zatížení a otáčky při zařazeném 1. převodovém stupni.

Trvanlivost ložisek se bude pohybovat v řádu hodin, avšak z hlediska prvotního posouzení ložisek oddělením vývojem konstrukce TATRA a.s. je tento způsob dostačující.

Konstruktéři ve firmě TATRA a.s. navrhnu ložisko dle geometrických rozměrů hřídelů a převodových skříní. Poté zasílají schéma převodovky a zatížení specializované firmě (např. TIMKEN, SKF), která provede podrobný výpočet životnosti ložisek.

Pro uložení hřídelů ve skříní přídatného převodu jsou použita kuželíková ložiska, která jsou schopna přenášet radiální i axiální zatížení. Parametry ložisek jsou voleny podle katalogu firmy SKF.



Obr. 9.1 - Kuželíkové ložisko [27]

Pro výpočet trvanlivosti ložiska je nutné určit ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, které se určí podle vztahu (9.1) či (9.2) z [26]:

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{bude-li} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad [N] \quad (9.1)$$

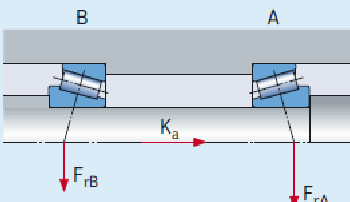
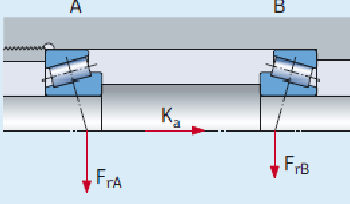
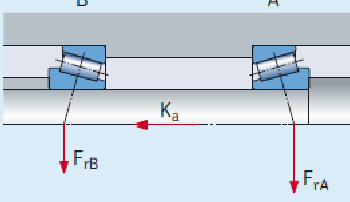
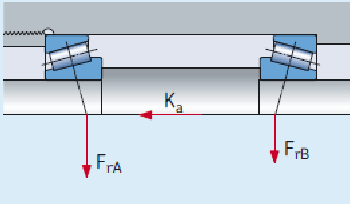
$$P = F_r \quad \text{bude-li} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad [N] \quad (9.2)$$

kde:

$F_r [N]$...radiální zatížení ložiska
$F_a [N]$...axiální zatížení ložiska
$Y [-]$...součinitel axiálního zatížení
$e [-]$...výpočtový součinitel ložiska

Radiální zatížení ložiska F_r [N] je dáno radiálními silami, tedy reakcemi které byly určeny v kapitolách 4.3, 4.4 a 4.5, pro jednotlivé hřídele.

Pro určení axiálního zatížení ložiska je nutno znát způsob uložení kuželíkových ložisek, zády k sobě (do "O") či čely k sobě (do "X"), a směr působení axiální síly K_a [N]. Pokud je nám toto známo, pak lze pomocí obrázku 9.2 určit vztahy pro výpočet velikosti axiálního zatížení ložiska.

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
<p>Zády k sobě (do "O")</p> 	<p>1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>		
	<p>1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Zády k sobě (do "O")</p> 	<p>2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>		
	<p>2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obr. 9.2 - Určení axiálního zatížení ložiska [26]

Výpočet základní trvanlivosti ložiska v miliónech cyklů:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [10^6 \text{ ot.}] \quad (9.3)$$

kde:

C [kN] ...základní dynamická únosnost ložiska

$p = 10/3$ [-] ...exponent rovnice trvanlivosti - pro ložiska s čárovým stykem

Výpočet trvanlivosti ložiska v provozních hodinách:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad [\text{hod}] \quad (9.4)$$

kde:

n [min^{-1}] ...otáčky při zařazeném 1. převodovém stupni

Výpočet základní trvanlivosti ložiska dle SKF v miliónech cyklů:

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad [10^6 \text{ ot.}] \quad (9.5)$$

kde:

$a_1 = 1$ [-] ...součinitel spolehlivosti pro pravděpodobnost poruchy 10%

a_{SKF} [-] ...součinitel teorie trvanlivosti podle SKF, určen pomocí programu SKF [26]

Pro určení součinitele a_{SKF} [-] je nutno znát následující parametry:

- Viskózní poměr maziva:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad [-] \quad (9.6)$$

kde:

$v = 12,1$ [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$] ...skutečná provozní viskozita maziva pro olej 75W-90 při provozní teplotě 110 [°C]

v_1 [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$] ...viskozita, při které olej ještě zajišťuje správné mazání; určen pomocí programu SKF [26]

- vztah:

$$\eta_c \cdot \frac{P}{P_u} \quad [-] \quad (9.7)$$

kde:

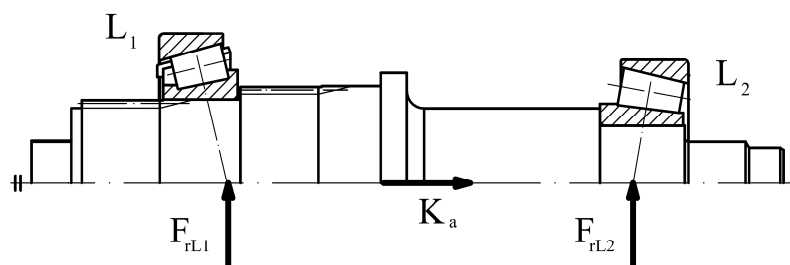
$\eta_c = 0,5$ [-] ...součinitel znečištění maziva

P_u [kN] ...mezní únavové zatížení ložiska, dáno pro každé ložisko, viz SKF [26]

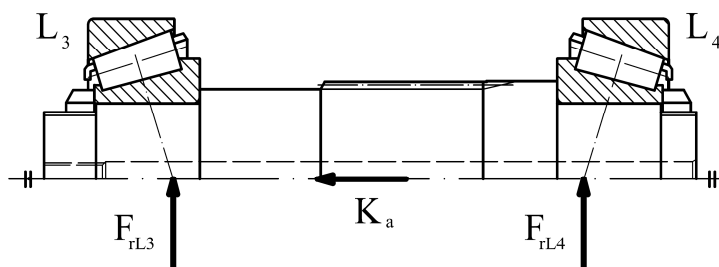
Výpočet trvanlivosti ložiska dle SKF v provozních hodinách:

$$L_{10mh} = L_{10m} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad [\text{hod}] \quad (9.8)$$

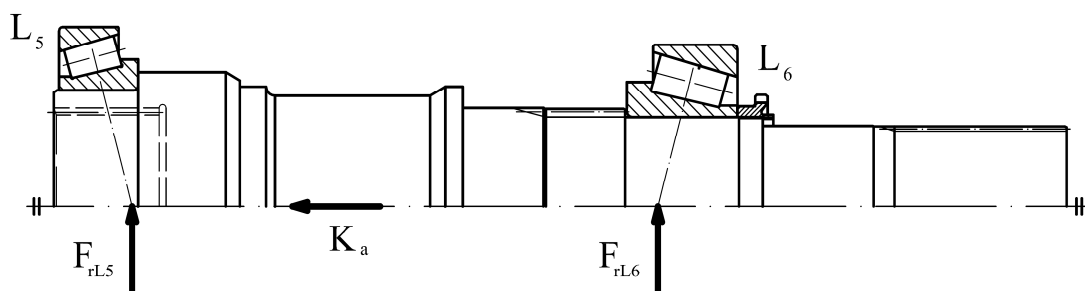
Všechny hodnoty potřebné pro výpočet trvanlivosti ložisek jsou uvedeny v tabulce 9.1, 9.2 a 9.3. Dále je zde uvedena trvanlivost jednotlivých ložisek.



Obr. 9.3 - Zatížení ložisek hnacího hřídele



Obr. 9.4 - Zatížení ložisek předlohového hřídele



Obr. 9.5 - Zatížení ložisek hnaného hřídele

Tab. 9.1 - Přehled hodnot pro výpočet trvanlivosti ložisek hnacího hřídele

	0,75		0,95		1,30		1,50	
	L1	L2	L1	L2	L1	L2	L1	L2
označení	32219 J2	32313 J2/Q	32219 J2	32313 J2/Q	32219 J2	32313 J2/Q	32219 J2	32313 J2/Q
C [kN]	281	264	281	264	281	264	281	264
P_u [kN]	43	40	43	40	43	40	43	40
Y [–]	1,4	1,7	1,4	1,7	1,4	1,7	1,4	1,7
e [–]	0,43	0,35	0,43	0,35	0,43	0,35	0,43	0,35
K_a [kN]	65,34 doprava		72,01 doprava		84,01 doprava		90,47 doprava	
F_r/Y [–]	114,00	43,80	127,50	46,71	147,86	52,05	159,64	54,96
zatěžovací případ	1a)		1a)		1a)		1a)	
F_a [kN]	57,00	122,34	63,04	135,05	73,93	157,94	79,82	170,29
F_r [kN]	159,60	74,47	176,50	79,41	207,00	88,48	223,50	93,43
F_a/F_r [–]	0,37	1,64	0,36	1,70	0,36	1,78	0,36	1,82
P [kN]	159,6	237,8	176,5	261,4	207,0	303,9	223,5	326,87
a_{SKF} [–]	0,123	0,112	0,122	0,112	0,121	0,111	0,120	0,111
L_{10m} [10^6 ot.]	0,81	0,16	0,55	0,12	0,34	0,07	0,26	0,06
L_{10mh} [hod]	101	20	68	15	42	9	32	8
Pozn.: otáčky hnacího hřídele při zařazeném 1. převodovém stupni - $n = 134[\text{min}^{-1}]$								

Tab. 9.2 - Přehled hodnot pro výpočet trvanlivosti ložisek předlohového hřídele

	0,75		0,95		1,30		1,50	
	L3	L4	L3	L4	L3	L4	L3	L4
označení	32317 J2	32317 J2	32317 J2	32317 J2	32317 J2	32317 J2	32317 J2	32317 J2
C [kN]	402	402	402	402	402	402	402	402
P_u [kN]	60	60	60	60	60	60	60	60
Y [–]	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
e [–]	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
K_a [kN]	17,58 doleva		12,45 doleva		3,22 doleva		1,75 doprava	
F_r/Y [–]	119,53	119,82	134,12	142,71	160,41	183,94	174,65	206,18
zatěžovací případ	2a)		2a)		2a)		1b)	
F_a [kN]	77,49	59,91	83,80	71,35	95,19	91,97	87,32	89,07
F_r [kN]	203,20	203,70	228,00	242,60	272,70	312,70	296,90	350,50
F_a/F_r [–]	0,38	0,29	0,36	0,29	0,35	0,29	0,29	0,25
P [kN]	213,0	203,7	233,7	242,6	270,9	312,7	296,9	350,5
a_{SKF} [–]	0,149	0,150	0,129	0,129	0,113	0,112	0,108	0,108
n [min ⁻¹]	190		153		113		99	
L_{10m} [10 ⁶ ot.]	1,24	1,45	0,79	0,69	0,42	0,26	0,29	0,17
L_{10mh} [hod]	109	127	86	75	62	38	50	29

Tab. 9.3 - Přehled hodnot pro výpočet trvanlivosti ložisek hnaného hřídele

	0,75		0,95		1,30		1,50	
	L5	L6	L5	L6	L5	L6	L5	L6
označení	32026 X	33220	32026 X	33220	32026 X	33220	32026 X	33220
C [kN]	314	429	314	429	314	429	314	429
P_u [kN]	55	71	55	71	55	71	55	71
Y [–]	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	1,5	1,4	1,5
e [–]	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43
K_a [kN]	47,76 doleva		59,56 doleva		80,79 doleva		92,22 doleva	
F_r/Y [–]	37,89	80,00	61,50	99,80	64,05	135,03	73,07	154,47
zatěžovací případ	2a)		2a)		2a)		2a)	
F_a [kN]	87,76	40,00	109,46	49,90	148,46	67,67	169,45	77,23
F_r [kN]	53,05	120,00	66,10	149,70	89,67	203,00	102,30	231,70
F_a/F_r [–]	1,65	0,33	1,66	0,33	1,66	0,33	1,65	0,33
P [kN]	144,1	120,0	179,7	149,7	243,7	203,0	278,2	231,7
a_{SKF} [–]	0,151	0,158	0,128	0,132	0,111	0,112	0,107	0,108
n [min ⁻¹]	176		142		105		92	
L_{10m} [10 ⁶ ot.]	2,03	11,04	0,82	4,41	0,26	1,36	0,16	0,84
L_{10mh} [hod]	192	1045	96	518	41	216	29	152

10. Závěr

Cíle stanovené na začátku diplomové práce byly splněny. Jednostupňová tříhřídelová přídatná převodovka pro nákladní automobil byla navržena pro 4 varianty přídatných převodů tak, aby vyhovovala všem zadaným parametrům.

Po rozboru řešení byly navrženy 3 varianty, z nichž na základě odborných konzultací ve společnosti TATRA a.s. byla vybrána nejvhodnější. Při volbě počtu zubů byl brán ohled na dodržení požadovaných převodových poměrů a osových vzdáleností. Šířka ozubení a sklon zubů byly voleny tak, aby součinitel trvání záběru kroku ε_β byl mírně vyšší než 1. Pro zjednodušení výroby je pro všechny varianty přídatných převodů společné druhé soukolí.

Pevnostní výpočty jednotlivých soukolí byly provedeny pro maximální krouticí moment. Soukolí byla kontrolována v oblasti časované pevnosti podle normy DIN 3990 metodou B. Bylo zjištěno, že nejmenší bezpečnosti jsou pro variantu přídatného převodu 1,50 na kole 2, kde bezpečnost v ohybu $s_F = 0,458$ a bezpečnost v dotyku $s_H = 0,849$. Na základě dlouholetých zkušeností společnosti TATRA a.s. byly tyto výsledné hodnoty shledány jako dostačující.

Kontrola hřídelů spočívala ve výpočtu statické bezpečnosti a kontrole naklopení hřídele pod ozubenými koly a ložisky. Nejnižší součinitel statické bezpečnosti má předlohový hřídel pro variantu přídatného převodu 1,50, a to $k_s = 1,511$, což je dostačující. Výsledné hodnoty naklopení hřídelů pod ozubenými koly a ložisky jsou menší než hodnoty dovolené, tzn. hřídele vyhovují kontrole.

V této práci byly uskutečněny pouze orientační výpočty trvanlivosti ložisek. Dimenzování a kontrolní výpočty trvanlivosti ložisek v automobilovém průmyslu provádějí specializované firmy (TIMKEN, SKF). Při výpočtu trvanlivosti ložisek se využívá ekvivalentní moment na vstupu přídatné převodovky stanoven na základě procentuálního využití jednotlivých převodových stupňů. Toto lze například najít v normě DIN 3990 - část 41. V tomto případě nelze určit ekvivalentní zatížení, jelikož se jedná o přídatné převodovky používané v nákladních automobilech s novými kombinacemi motorů a převodovek jiných výrobců. Trvanlivost ložisek byla tedy vypočtena s použitím maximálního momentu na vstupu přídatné převodovky, díky čemuž trvanlivost ložisek vychází velmi malá. Tyto výsledky jsou pro společnost TATRA a.s. dostačující.

Navržené přídatné převodovky pro všechny varianty přídatných převodů vyhovují všem výpočetním kontrolám, a jsou tedy plně využitelné pro svou funkci.

11. Seznam použitých pramenů

Použitá literatura:

- [1] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I. : Spojovací části strojů*. 1. vydání. Ostrava : MONTANEX a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [2] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II. : Čelní ozubená kola*. 1.vydání. Ostrava : MONTANEX a.s., 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [3] BOHÁČEK, František, et al. *Části a mechanismy strojů II. : Hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vydání. Brno : Ediční středisko VUT Brno, 1983. 214 s.
- [4] KRÍŽ, Rudolf; TRČKA, Josef. *Tabulka materiálů pro strojírenství I. : kovové materiály - železné kovy*. 1. vydání. Ostrava : MONTANEX a.s., 1999. 349 s. ISBN 80-85780-92-5.
- [5] ŠALAMOUN, Čestmír; SUCHÝ, Miloš. *Čelní a šroubová kola s evolventním ozubením*. 1. vydání. Praha : SNTL, 1990. 468 s. ISBN 80-03-00532-9.
- [6] NĚMČEK, Miloš. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. 1. vydání. Ostrava : MONTANEX a.s., 2003. 143 s. ISBN 80-7225-111-2.
- [7] MORAVEC, Vladimír, et al. *Evolventní čelní soukolí s prodlouženým trváním záběru (High Contact Ratio - HCR)*. Ostrava : VŠB-TU, 2005. 41 s.
- [8] MORAVEC, Vladimír. *Kontrolní pevnostní výpočet přídavných převodů TATRA*. Kopřivnice : interní zpráva TATRA, a.s., 2008. 41 s.
- [9] MORAVEC, Vladimír; HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. dotisk 1. vydání. Ostrava : VŠB-TU, 2008. 72 s. ISBN 80-248-0878-9.
- [10] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Praha : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [11] SMOLKA, Radomír. Automatická převodovka Allison v nákladních automobilech Tatra. In *Tatrovák : zpravodaj TATRA, a.s.*. Kopřivnice : Vedení Tatra, a.s., 2009.

- [12] BALVÍN, Martin. *Návrh dvoustupňové redukce těžkého nákladního automobilu*. Ostrava, 2010. 66 s. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava.
- [13] GRYDIL, Jan. *Konstrukční rozbor reálné přídatné dvoustupňové převodovky nákladního automobilu*. Ostrava, 2009. 61 s. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava.
- [14] Odborné konzultace: Oddělení konstrukce TATRA, a. s. Kopřivnice

Použité normy:

- [15] DIN 3990, T1 - T5. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Teil 1 - 5*. 1987.
- [16] DIN 3990, T41. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern : Anwendungsnorm für Fahrzeuggetriebe, Teil 41*. 1990.
- [17] ČSN 01 4686, Část 1 - 5. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha : Úřad pro normalizaci a měření, 1988.
- [18] ISO 6336. *Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 1,2,3,5,6*. Geneve : International Organization for Standardization, 2006.
- [19] ČSN 01 4955. *Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°*. Praha : Úřad pro normalizaci a měření, 1978.

Internetové odkazy:

- [20] TATRA, a.s. [online]. 2011 [cit. 2011-04-04]. Webové stránky firmy TATRA, a.s. Dostupné z WWW: <<http://tatra.cz>>.
- [21] MAN Truck & Bus - Nákladní automobily [online]. 2011 [cit. 2011-04-04]. MAN Truck & Bus. Dostupné z WWW: <<http://www.man-mn.cz>>.
- [22] Iveco [online]. 2011 [cit. 2011-04-04]. Iveco. Dostupné z WWW: <<http://web.iveco.com>>.
- [23] Mercedes-Benz [online]. 2011 [cit. 2011-04-04]. Mercedes-Benz. Dostupné z WWW: <<http://www.mercedes-benz.cz>>.

- [24] *Citace 2.0 : Vše o citování literatury a dokumentů* [online]. 2011 [cit. 2011-04-04]. Dostupné z WWW: <<http://www.citace.com>>.
- [25] *Osobní stránka - Zdeněk Folta* [online]. 2011 [cit. 2011-04-4]. Zdeněk Folta - VŠB-TUO. Dostupné z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>>.
- [26] *SKF Group - Bearings units and Lubrication solutions* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com>>.
- [27] *The Timken Company - Bearings, Lubrication, Seals, Services:* [online]. 2011 [cit. 2011-04-4]. Dostupné z WWW: <<http://www.timken.com>>.

Použité programové vybavení:

- [28] NĚMČEK, Miloš. *Geometrie*. Program pro výpočet geometrie ozubení. Ostrava : VŠB-TU, 2010
- [29] NĚMČEK, Miloš. *ČSNw*. Program pro pevnostní výpočet ozubení. Ostrava : VŠB-TU, 2010
- [30] NĚMČEK, Miloš. *Hřídel*. Program pro analýzu hřídelí. Ostrava : VŠB-TU, 2010.
- [31] AUTODESK, Inc. *AutoCAD Mechanical 2011*.

12. Seznam příloh

Přílohy:

- A. Geometrie ozubení
 - 1. Přídavný převod - 0,75
 - 2. Přídavný převod - 0,95
 - 3. Přídavný převod - 1,30
 - 4. Přídavný převod - 1,50
- B. Pevnostní výpočet ozubení
 - 1. Přídavný převod - 0,75
 - 2. Přídavný převod - 0,95
 - 3. Přídavný převod - 1,30
 - 4. Přídavný převod - 1,50
- C. Výsledky výpočtu životnosti ložisek dle firmy TIMKEN

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy: PŘÍDAVNÁ PŘEVODOVKA, č.v.: DP-NAG019-000

Výrobní výkres: HNACÍ HŘÍDEL, č.v.: DP-NAG019-006

Výrobní výkres: PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL, č.v.: DP-NAG019-007

Výrobní výkres: OZUBENÉ KOLO 1, č.v.: DP-NAG019-009

Výrobní výkres: OZUBENÉ KOLO 2, č.v.: DP-NAG019-010

A - Geometrie ozubení

1. Přídavný převod - 0,75

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	38		54
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	42.374		60.216
Normální modul	m_n	[mm]		5.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		5.201	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		15.01159	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.73857	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		19.91621	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		236.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		239.26887	
Jednotková korekce	x	[-]	0.06420		-0.30320
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.27101		1.51598
Součet jednotkových korekcí	x_z	[-]		-0.24900	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0.00478	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	100.79091		260.44000
základní kružnice	d_b	[mm]	184.84988		262.68141
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	166.71996		266.63349
valivé kružnice	d_w	[mm]	196.60870		279.39130
roztečné kružnice	d	[mm]	197.65689		280.88085
hlavové kružnice	d_a	[mm]	212.10000		291.80000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	10.54408		10.57576
začátku evolventy	s_L	[mm]	10.47137		10.27935
valivé kružnici	s_w	[mm]	0.38427		7.24667
roztečné kružnici	s	[mm]	8.05126		6.75044
hlavové kružnici	s_a	[mm]	1.80661		2.37740
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	7.24667		8.38427
Výška paty	h_f	[mm]	0.42099		10.21590
hlavy	h_a	[mm]	7.22155		5.45958
zubu	h	[mm]	15.65055		15.67556
Společná šířka kol	b	[mm]		62.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	13.68958		13.37535
Měrný skluz na patě		[-]	-1.54883		-1.54195
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.60660		0.60766
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.314		0.221
Poměr b/m_n	ψ_m	[-]		12.400	
Součinitel trvání záběru profilu	ζ_α	[-]		2.25501	
Součinitel trvání záběru krokem	ζ_β	[-]		1.08795	
Součinitel trvání záběru celkový	ζ_γ	[-]		3.34296	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		64.19060	
Čalková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		143.42719	
Čalková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		148.61649	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		16.34099	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		15.20219	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	84.34737		99.13970
Počet měřených zubů	z_w	[-]	6		7
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	23.249		27.327
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	7.10944		5.96079
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	5.92774		4.37480
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	225.09760		304.38496
Průměr kuličky	d_t	[mm]	13.11430		12.59020
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.40000		1.40000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.34000		0.34000
Poměrný radius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.21400		0.21400
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

2. Přídavný převod - 0,95

<i>v1 1 095.dat</i>	<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n [mm]		0.0000	
Počet zubů	z [-]	43		49
Počet zubů náhradního kola	z_n [-]	47.950		54.640
Normální modul	m_n [mm]		5.000	
Čelní modul	m_t [mm]		5.201	
Úhel sklonu zubu roztečný	β [°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b [°]		15.01159	
Úhel profilu čelní	α_t [°]		20.73857	
Úhel záběru čelní	α_{tw} [°]		19.91021	
Osová vzdálenost pracovní	a_w [mm]		236.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a [mm]		239.26887	
Jednotková korekce	x [-]	-0.06025		-0.19074
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	0.29126		0.96372
Součet jednotkových korekcí	x_z [-]		-0.24900	
Jednotkové přisunutí kol	Δy [-]		0.00478	
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	205.60107		235.59592
základní kružnice	d_b [mm]	209.17224		238.35906
kr.začátku evolventy	d_L [mm]	211.66576		241.64316
valivé kružnice	d_w [mm]	222.47826		253.62174
roztečné kružnice	d [mm]	223.66438		254.87336
hlavové kružnice	d_a [mm]	237.00000		266.90000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f [mm]	---		---
základní kružnici	s_b [mm]	10.55136		10.56848
začátku evolventy	s_L [mm]	10.41922		10.35078
valivé kružnici	s_w [mm]	0.02600		7.60494
roztečné kružnici	s [mm]	7.64196		7.15973
hlavové kružnici	s_a [mm]	2.03834		2.24636
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w [mm]	7.60494		8.02600
Výška paty	h_f [mm]	0.99126		9.65372
hlavy	h_a [mm]	6.66781		6.01332
zubu	h [mm]	15.65907		15.66704
Společná šířka kol	b [mm]		60.000	
Délka evolventy	ev [mm]	13.58522		13.47148
Měrný skluz na patě	[-]	-1.50540		-1.50344
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.60066		0.60086
Poměr b/d	ψ_d [-]	0.260		0.235
Poměr b/m_n	ψ_m [-]		12.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ζ_α [-]		7.26949	
Součinitel trvání záběru krokem	ζ_β [-]		1.05286	
Součinitel trvání záběru celkový	ζ_γ [-]		3.32234	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax} [mm]		62.11994	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin} [mm]		140.13987	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax} [mm]		143.25851	
Čelní rozteč	p_t [mm]		16.34099	
Čelní rozteč základní	p_{tb} [mm]		15.20219	
Kontrolní rozměr přes zuby	W [mm]	84.35465		99.13242
Počet měřených zubů	z_w [-]	6		7
Minimální šířka kola pro měření	b_{min} [mm]	23.251		27.326
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c [mm]	6.74802		6.32220
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c [mm]	5.43977		4.86277
Kontrolní rozměr přes kuličky	M [mm]	249.89967		279.06870
Průměr kuličky	d_t [mm]	12.97995		12.60307
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a [-]	1.40000		1.40000
Poměrná hlavová vůle profilu	c' [-]	0.34000		0.34000
Poměrný radius paty profilu	ρ'_f [-]	0.21400		0.21400
Úhel profilu	α_n [°]		20.00000	

3. Přídavný převod - 1,30

<i>v1 1 130.dat</i>	<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n [mm]		0.0000	
Počet zubů	z [-]	42		50
Počet zubů náhradního kola	z_n [-]	46.835		55.756
Normální modul	m_n [mm]		5.000	
Čelní modul	m_t [mm]		5.201	
Úhel sklonu zubu roztečný	β [°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b [°]		15.01159	
Úhel profilu čelní	α_t [°]		20.73857	
Úhel záběru čelní	α_{tw} [°]		19.91621	
Osová vzdálenost pracovní	a_w [mm]		236.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a [mm]		239.26887	
Jednotková korekce	x [-]	-0.03604		-0.21296
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	0.18020		1.06478
Součet jednotkových korekcí	x_z [-]		-0.24900	
Jednotkové přisunutí kol	Δy [-]		0.00478	
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	200.70249		240.54531
základní kružnice	d_b [mm]	204.30777		243.22353
kr.začátku evolventy	d_L [mm]	206.67320		246.64141
valivé kružnice	d_w [mm]	217.30435		258.69566
roztečné kružnice	d [mm]	218.46288		260.07486
hlavové kružnice	d_a [mm]	232.00000		271.80000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f [mm]	---		---
základní kružnici	s_b [mm]	10.54895		10.57089
začátku evolventy	s_L [mm]	10.42969		10.33783
valivé kružnici	s_w [mm]	0.09664		7.53430
roztečné kružnici	s [mm]	7.72281		7.07889
hlavové kružnici	s_a [mm]	2.00591		2.31399
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w [mm]	7.53430		8.09664
Výška paty	h_f [mm]	0.00020		9.76470
hlavy	h_a [mm]	6.76856		5.86257
zubu	h [mm]	15.64876		15.62735
Společná šířka kol	b [mm]		64.000	
Délka evolventy	ev [mm]	13.53491		13.40665
Měrný skluz na patě	[-]	-1.49576		-1.50551
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.60088		0.60932
Poměr b/d	ψ_d [-]	0.293		0.246
Poměr b/m_n	ψ_m [-]		12.800	
Součinitel trvání záběru profilu	G_α [-]		2.26042	
Součinitel trvání záběru krokem	z_β [-]		1.12305	
Součinitel trvání záběru celkový	z_γ [-]		3.38347	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax} [mm]		66.26127	
Čalková délka dotyku minim.	L_{smin} [mm]		147.88770	
Čalková délka dotyku maxim.	L_{smax} [mm]		155.14767	
Čelní rozteč	p_t [mm]		16.34099	
Čelní rozteč základní	p_{tb} [mm]		15.20219	
Kontrolní rozměr přes zuby	W [mm]	84.35224		99.13483
Počet měřených zubů	z_w [-]	6		7
Minimální šířka kola pro měření	b_{min} [mm]	23.251		27.325
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c [mm]	6.81941		6.25082
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c [mm]	5.52753		4.72502
Kontrolní rozměr přes kuličky	M [mm]	245.12876		283.88456
Průměr kuličky	d_t [mm]	13.02475		12.49594
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a [-]	1.40000		1.40000
Poměrná hlavová vůle profilu	c' [-]	0.34000		0.34000
Poměrný radius paty profilu	ρ'_f [-]	0.21400		0.21400
Úhel profilu	α_n [°]		20.00000	

4. Přídavný převod - 1,50

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	39		53
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	43.489		59.101
Normální modul	m_n	[mm]		5.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		5.201	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		15.01159	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.73857	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		19.91621	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		236.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		239.26887	
Jednotková korekce	x	[-]	0.03138		-0.20037
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.15688		1.40185
Součet jednotkových korekcí	$\sum x$	[-]		-0.24900	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0.00478	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	105.77214		255.47565
základní kružnice	d_b	[mm]	189.71435		257.81694
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	191.70538		261.63598
valivé kružnice	d_w	[mm]	201.78261		274.21739
roztečné kružnice	d	[mm]	202.85839		275.67935
hlavové kružnice	d_a	[mm]	217.10000		286.80000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	10.54439		10.57545
začátku evolventy	s_L	[mm]	10.46084		10.29510
valivé kružnici	s_w	[mm]	8.31140		7.31954
roztečné kružnici	s	[mm]	7.95818		6.83352
hlavové kružnici	s_a	[mm]	1.84635		2.36424
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	7.31954		8.31140
Výška paty	h_f	[mm]	0.54313		10.10105
hlavy	h_a	[mm]	7.12081		5.56032
zubu	h	[mm]	15.66393		15.66216
Společná šířka kol	b	[mm]		60.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	13.68038		13.38241
Měrný skluz na patě		[-]	-1.53216		-1.53442
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.60643		0.60608
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.335		0.247
Poměr b/m_n	ψ_m	[-]		13.600	
Součinitel trvání záběru profilu	ϕ_α	[-]		2.25884	
Součinitel trvání záběru krokem	ϕ_β	[-]		1.19324	
Součinitel trvání záběru celkový	ϕ_γ	[-]		3.45208	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		70.40260	
Čalková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		166.07724	
Čalková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		167.47854	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		16.34099	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		15.20219	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	84.34767		99.13940
Počet měřených zubů	z_w	[-]	6		7
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	23.249		27.327
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	7.03608		6.03415
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	5.84034		4.46220
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	230.65954		298.65705
Průměr kuličky	d_t	[mm]	13.32439		12.40032
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.40000		1.40000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.34000		0.34000
Poměrný radius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.21400		0.21400
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	52		56
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	57.986		62.446
Normální modul	m_n	[mm]		5.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		5.201	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		16.01159	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.73057	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.25719	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		260.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		260.68085	
Jednotková korekce	x	[-]	-0.05621		-0.11801
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0.28104		-0.59007
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		-0.17422	
Jednotkové přisunutí kol	Δv	[-]		0.00195	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	262.51578		272.70369
základní kružnice	d_b	[mm]	262.95247		272.41036
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	257.66014		277.83824
vallivé kružnice	d_w	[mm]	269.62963		290.37037
roztečné kružnice	d	[mm]	270.47706		291.20384
hlavové kružnice	d_a	[mm]	303.00000		304.00000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		11.36852
základní kružnici	s_b	[mm]	11.26376		11.36587
začátku evolventy	s_L	[mm]	10.06090		10.07235
vallivé kružnici	s_w	[mm]	7.93166		7.73077
roztečné kružnici	s	[mm]	7.64940		7.42444
hlavové kružnici	s_a	[mm]	2.17060		2.26224
Šířka mezery na vallivé kružnici	e_w	[mm]	7.73077		7.93166
Výška paty	h_f	[mm]	8.98104		9.29008
hlavy	h_a	[mm]	6.66107		6.36808
zubu	h	[mm]	15.64211		15.64815
Společná šířka kol	b	[mm]		66.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	13.90049		13.96966
Měrný skluz na patě		[-]	-1.12646		-1.12486
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.62938		0.62951
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.251		0.233
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		13.000	
Součinitel trvání záběru profilu	σ_α	[-]		2.28121	
Součinitel trvání záběru krokem	σ_β	[-]		1.19324	
Součinitel trvání záběru celkový	σ_γ	[-]		3.47446	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		70.40260	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		167.39681	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		168.79811	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		16.34099	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		15.28219	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	99.82770		114.69047
Počet měřených zubů	z_w	[-]	7		8
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	27.516		31.613
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	6.75459		6.55595
Měření v konst. výšce (nad hlavy)	h_c	[mm]	6.43184		6.16499
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	296.11352		315.97623
Průměr kuličky	d_t	[mm]	12.65859		12.49517
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.40000		1.40000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.34000		0.34000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.21400		0.21400
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Příloha 5 - Geometrie ozubených kol soukolí 34 [23]
(pro všechny varianty převodových poměrů stejné)

B - Pevnostní výpočet ozubení

1. Přídavný převod - 0,75

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 13:40:32 Datum - 23.2.2011
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 38.0 z2= 54.0
x1= 0.0542 x2= -0.3032
da1= 212.100[mm] da2= 291.800[mm]
mn= 5.000[mm] aw= 238.000[mm]
Alfan= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
Epsalfa= 2.255 Epsbeta= 1.088

Parametry základního profilu
ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
T1= 22600.0[N.m]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 62.0 b2= 66.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaF1 = 1581.3 SigmaF2 = 1537.9
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
SF1= 0.582 SF2= 0.598

SigmaFmax1 = 3162.6 SigmaFmax2 = 3075.7
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 KFBeta= 1.000
Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
YFS1= 2.473 YFS2= 2.561
YF1= 1.205 YF2= 1.375
YS1= 2.053 YS2= 1.862

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaH1 = 1741.9 SigmaH2 = 1741.9
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
SH1= 0.861 SH2= 0.861

SigmaHmax1 = 2463.4 SigmaHmax2 = 2463.4
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHBeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.666 ZH= 2.469
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

Příloha 6 - Pevnostní výpočet ozubení soukolí 12 [24]

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 13:49:01 Datum - 23.2.2011
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 52.0 z2= 56.0
x1= -0.0562 x2= -0.1180
da1= 283.800[mm] da2= 304.000[mm]
mn= 5.000[mm] aw= 280.000[mm]
Alfa= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
Epsalfa= 2.281 Epsbeta= 1.193

Parametry základního profilu
ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
T1= 22600.0[N.m]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 68.0 b2= 72.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaF1 = 1042.5 SigmaF2 = 989.8
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
SF1= 0.882 SF2= 0.930

SigmaFmax1 = 2085.1 SigmaFmax2 = 1979.6
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
YFS1= 2.447 YFS2= 2.460
YF1= 1.173 YF2= 1.196
YS1= 2.086 YS2= 2.057

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaH1 = 1274.0 SigmaH2 = 1274.0
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
SH1= 1.177 SH2= 1.177

SigmaHmax1 = 1801.7 SigmaHmax2 = 1801.7
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHalfa= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.662 ZH= 2.446
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

2. Přídavný převod - 0,95

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 14:02:44 Datum - 23.2.2011
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 43.0 z2= 49.0
x1= -0.0583 x2= -0.1907
da1= 237.000[mm] da2= 266.900[mm]
mn= 5.000[mm] aw= 238.000[mm]
Alfa= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
Epsalfa= 2.269 Epsbeta= 1.053

Parametry základního profilu
ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
T1= 28100.0[N.m]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 60.0 b2= 64.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaF1 = 1803.5 SigmaF2 = 1712.3
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
SF1= 0.510 SF2= 0.537

SigmaFmax1 = 3607.0 SigmaFmax2 = 3424.7
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
YFS1= 2.485 YFS2= 2.516
YF1= 1.247 YF2= 1.310
YS1= 1.992 YS2= 1.921

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaH1 = 1825.9 SigmaH2 = 1825.9
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
SH1= 0.822 SH2= 0.822

SigmaHmax1 = 2582.2 SigmaHmax2 = 2582.2
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHalfbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.664 ZH= 2.469
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

Příloha 8 - Pevnostní výpočet ozubení soukolí 12 [24]

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 13:54:49 Datum - 23.2.2011
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 52.0 z2= 56.0
x1= -0.0562 x2= -0.1180
da1= 283.800[mm] da2= 304.000[mm]
mn= 5.000[mm] aw= 280.000[mm]
Alfa= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
Epsalfa= 2.281 Epsbeta= 1.193

Parametry základního profilu
ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
T1= 28100.0[N.m]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 68.0 b2= 72.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaF1 = 1296.3 SigmaF2 = 1230.7
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
SF1= 0.710 SF2= 0.748

SigmaFmax1 = 2592.5 SigmaFmax2 = 2461.3
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
YFS1= 2.447 YFS2= 2.460
YF1= 1.173 YF2= 1.196
YS1= 2.086 YS2= 2.057

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaH1 = 1420.5 SigmaH2 = 1420.5
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
SH1= 1.056 SH2= 1.056

SigmaHmax1 = 2009.0 SigmaHmax2 = 2009.0
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHalfa= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.662 ZH= 2.446
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

3. Přídavný převod - 1,30

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 13:54:07 Datum - 23.2.2011
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 52.0 z2= 56.0
x1= -0.0562 x2= -0.1180
da1= 283.800[mm] da2= 304.000[mm]
mn= 5.000[mm] aw= 280.000[mm]
Alfa= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
Epsalfa= 2.281 Epsbeta= 1.193

Parametry základního profilu
ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
T1= 38100.0[N.m]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 68.0 b2= 72.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaF1 = 1757.6 SigmaF2 = 1668.6
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
SF1= 0.523 SF2= 0.551

SigmaFmax1 = 3515.1 SigmaFmax2 = 3337.2
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 Kfbeta= 1.000
Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
YFS1= 2.447 YFS2= 2.460
YF1= 1.173 YF2= 1.196
YS1= 2.086 YS2= 2.057

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaH1 = 1654.1 SigmaH2 = 1654.1
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
SH1= 0.907 SH2= 0.907

SigmaHmax1 = 2339.3 SigmaHmax2 = 2339.3
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 Kfbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.662 ZH= 2.446
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

Příloha 10 - Pevnostní výpočet ozubení soukolí 34 [24]

4. Přídavný převod - 1,50

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 14:09:28 Datum - 23.2.2011
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 39.0 z2= 53.0
x1= 0.0314 x2= -0.2804
da1= 217.100[mm] da2= 286.800[mm]
mn= 5.000[mm] aw= 238.000[mm]
Alfa= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
Epsalfa= 2.259 Epsbeta= 1.193

Parametry základního profilu
ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
T1= 32000.0[N.m]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 68.0 b2= 72.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaF1 = 1991.8 SigmaF2 = 1935.4
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
SF1= 0.462 SF2= 0.475

SigmaFmax1 = 3983.6 SigmaFmax2 = 3870.7
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
YFS1= 2.477 YFS2= 2.548
YF1= 1.215 YF2= 1.359
YS1= 2.039 YS2= 1.875

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
SigmaH1 = 1944.9 SigmaH2 = 1944.9
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
SH1= 0.771 SH2= 0.771

SigmaHmax1 = 2750.5 SigmaHmax2 = 2750.5
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.665 ZH= 2.469
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

Příloha 11 - Pevnostní výpočet ozubení soukolí 12 [24]

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 13:55:27 Datum - 23.2.2011
 Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 52.0 z2= 56.0
 x1= -0.0562 x2= -0.1180
 da1= 283.800[mm] da2= 304.000[mm]
 mn= 5.000[mm] aw= 280.000[mm]
 Alfa= 20.000[°] Beta= 16.000[°]
 Epsalfa= 2.281 Epsbeta= 1.193

Parametry základního profilu
 ha1*= 1.4000 ha2*= 1.4000
 ca1*= 0.3400 ca2*= 0.3400
 Rof1*= 0.2140 Rof2*= 0.2140

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]
 Sigma0Hlim1 = 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1500.0[MPa]
 14 220 14 220
 cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
 T1= 43500.0[N.m]
 YA1= 1.000 YA2= 1.000
 KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 68.0 b2= 72.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
 SigmaF1 = 2006.7 SigmaF2 = 1905.1
 SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 920.0
 SF1= 0.458 SF2= 0.483
 SigmaFmax1 = 4013.3 SigmaFmax2 = 3810.2
 SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele
 KF= 1.000 KFv= 1.000
 KHalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
 Ypsilon= ----- Ybeta= 0.867
 YFS1= 2.447 YFS2= 2.460
 YF1= 1.173 YF2= 1.196
 YS1= 2.086 YS2= 2.057

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
 SigmaH1 = 1767.4 SigmaH2 = 1767.4
 SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0
 SH1= 0.849 SH2= 0.849
 SigmaHmax1 = 2499.6 SigmaHmax2 = 2499.6
 SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele
 KH= 1.000 KHv= 1.000
 KHalfa= 1.000 KHalfa= 1.000
 KA= 1.000 KAS= 2.000
 Zepsilon= 0.662 ZH= 2.446
 ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

3.1. L10a Bearing Life – Input Shaft:

3.1.1. Input Shaft / Max Input Torque / R (Series) Gear1 Helix Angle:

Speed Gear	L10a (Hrs)									
	Tatra Alt. 1		Tatra Alt. 2		Tatra Alt. 3		Alt. 4			
	Brg1 32219M	Brg2 32313M	Brg1 32219M	Brg2 32219M	Brg1 NJ2219EMA	Brg2 NJ2219EMA	Brg1 KJF9549/ KJF9510	Brg2 KJF9549/ KJF9510		
1	10	5	13	34			43	32		
2	28	13	34	75			91	63		
3	70	30	85	152			175	130		
4	157	63	195	287			315	260		
5	339	144	395	592			593	526		
6	630	320	741	1091			1053	1002		
7	1156	679	1364	1993			1856	1887		
8	2105	1435	2493	3631	2117	8911	3309	3561		
9	4503	3621	5339	7924	3989	18052	7048	7869		
10	7821	6898	9309	14188	6543	30892	12338	14301		
11	14219	13518	16965	26934	11902	54877	22785	27386		
12	24573	24864	29475	48400	19758	92220	40047	48914		
13	44583	46802	53512	91294	35388	157349	75175	95311		
14	75244	82278	91256	160548	58741	241592	133696	170828		
15	131303	151604	160182	290522	101004	370434	238461	320039		
16	224728	274200	274525	517426	164416	552699	434380	585507		
RL	32	2569	40	3715			63	3279		
RH	71	5579	86	6438			115	5791		

TATRA

1.46

TRANSFER CASE

Page 14

TIMKEN

Příloha 13 - Výsledky výpočtu trvanlivosti ložisek pro hnací hřídel při maximálním krouticím momentu; výpočty realizovány firmou TIMKEN

3.1.3. Input Shaft / Max Input Power / R (Series) Gear1 Helix Angle:

Speed Gear	L10a (Hrs)									
	Tatra Alt. 1		Tatra Alt. 2		Tatra Alt. 3		Alt. 4			
	Brg1 32219M	Brg2 32313M	Brg1 32219M	Brg2 32219M	Brg1 NJ2219EMA	Brg2 NJ2219EMA	Brg1 KJF9549/ KJF9510	Brg2 KJF9549/ KJF9510		
1	46	20	56	105					123	90
2	100	41	123	198					223	179
3	235	93	272	407					419	360
4	443	211	518	770					753	696
5	861	478	1011	1481					1394	1393
6	1566	1018	1855	2698	1653	6722			2472	2622
7	2814	2095	3328	4892	2640	11550			4427	4795
8	4959	4130	5889	8808	4257	19722			7794	8840
9	10255	9519	12223	19202	8522	39818			16332	19354
10	17558	17340	21232	33981	14221	67515			28693	34441
11	32026	33181	38353	64741	25321	117520			53068	64760
12	54861	58441	65944	115032	42335	187405			95052	119655
13	99469	111659	120288	216301	76069	293782			177958	235729
14	169906	196202	206907	385344	124874	448482			322441	428105
15	297204	361554	364833	718928	209602	705677			604788	831146
16	515528	650962	636053	1305258	325020	1032470			1103756	1545447
RL	110	8284	134	8348					153	7721
RH	233	16856	264	14349					275	13733

TATRA

1.46

TRANSFER CASE

Page 16

TIMKEN

Příloha 14 - Výsledky výpočtu trvanlivosti ložisek pro hnací hřídel při maximálním výkonu; výpočty realizovány firmou TIMKEN